

Министерство образования и науки Украины
НАЦИОНАЛЬНЫЙ ГОРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ



МЕХАНИКО-МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ФАКУЛЬТЕТ
Кафедра основ конструирования машин и механизмов

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению курсового проекта по курсу
“Детали машин”

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ
Проектирование одноступенчатых редукторов
с использованием КОМПАС

для студентов направления «Инженерная механика»

Днепропетровск
НГУ
2008

Методические указания к выполнению курсового проекта по курсу “Детали машин” для студентов направления «Инженерная механика». Часть первая. Проектирование одноступенчатых редукторов с использованием КОМПАСа / Состав.: В.В. Процив – Д.: НГУ, – 2008. – 303 с.

Составитель: В.В. Процив, канд. техн. наук, доц.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Объем, содержание и оформление курсового проекта	7
1.1 Получение задания на курсовое проектирование	8
1.2 Варианты заданий на курсовое проектирование.....	8
1.3 Выбор схемы компоновки и определение передаточного числа.....	10
1.4 Выбор приводного электродвигателя.....	11
2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи.....	14
2.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес.....	14
2.2 Определение допустимых напряжений.....	17
2.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки	17
2.2.2 Определение допустимых напряжений	19
2.2.3 Определение коэффициентов нагрузки	19
2.3 Расчет цилиндрической зубчатой передачи.....	26
2.3.1 Определение межосевого расстояния передачи	27
2.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни	27
2.3.3 Определение модуля зубчатых колес.....	28
2.3.4 Определение угла наклона зуба (для косозубых колес).....	29
2.3.5 Определение числа зубьев у колес	29
2.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость	31
2.3.7 Определение диаметров зубчатых колес	32
2.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес.....	33
2.3.9 Определение консольных сил	35
3 Расчет конической зубчатой передачи.....	36
3.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес.....	36
3.2 Определение допустимых напряжений.....	37
3.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки	37
3.2.2 Определение допустимых напряжений	37
3.2.3 Определение коэффициентов нагрузки	37
3.3 Расчет конической зубчатой передачи	39
3.3.1 Определение диаметра основания делительного конуса.....	39
3.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни	40
3.3.3. Определение числа зубьев зубчатых колес	41
3.3.4. Определение модуля зубчатых колес.....	43
3.3.5 Выбор угла наклона зуба (для косозубых и с круговым зубом)	43
3.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость	43
3.3.7 Определение диаметров и углов зубчатых колес	44
3.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес.....	47
4 Расчет червячной передачи	49
4.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес.....	49
4.2 Определение допустимых напряжений.....	51
4.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки	51

4.2.2	Определение допустимых напряжений	52
4.2.3	Определение коэффициентов нагрузки	53
4.3	Расчет червячной зубчатой передачи	54
4.3.1	Определение межосевого расстояния	54
4.3.2	Определение числа зубьев червячного колеса.....	55
4.3.3	Определение модуля и коэффициента диаметра зубчатых колес....	56
4.3.4	Определение коэффициент смещения исходного контура.....	56
4.3.5	Определение диаметров и углов зубчатых колес	56
4.3.6	Проверочный расчет зубьев на контактную прочность	59
4.3.7	Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость	61
4.3.8	Тепловой расчет червячной передачи.....	61
4.3.9	Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес.....	63
5	Построение трехмерных моделей зубчатых колес	65
5.1	Построение зубчатых колес цилиндрической передачи	67
5.2	Построение зубчатых колес конической передачи	80
5.2.1	Построение зубьев конических колес с прямым зубом	83
5.2.2	Построение зубьев конических колес с круговым зубом	87
5.3	Построение зубчатых колес червячной передачи	92
5.3.1	Построение зубьев червяка	93
5.3.2	Построение зубьев червячного колеса.....	97
5.4	Построение 3D модели зубчатого зацепления	101
6	Расчет выходных концов валов	105
7	Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов ...	106
7.1	Особенности компоновки валов цилиндрических редукторов.....	107
7.2	Особенности компоновки валов конических редукторов	107
7.3	Особенности компоновки валов червячных редукторов.....	107
7.4	Построение трехмерных моделей валов.....	108
7.5	Построение трехмерных моделей сборок валов.....	110
8	Проверочный расчет валов.....	119
8.1	Расчет вала на статическую прочность	119
8.1.1	Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах	119
8.1.2	Определение величины суммарного изгибающего момента.....	125
8.1.3	Определение величины эквивалентного момента	127
8.1.4	Определение диаметров вала в опасных сечениях	127
8.2	Расчет вала на усталостную прочность	127
8.3	Расчет вала на жесткость	130
8.4	Рекомендации к построению эпюр	131
8.5	Проверочный расчет шпоночных соединений	131
9	Проверочный расчет подшипников	133
9.1	Проверочный расчет радиальных подшипников	133
9.1.1	Расчет при действии только радиальной нагрузки.....	133
9.1.2	Расчет при действии радиальной и осевой нагрузок.....	134
9.2	Проверочный расчет радиально-упорных подшипников.....	137
9.3	Проверочный расчет упорных подшипников.....	140
10	Расчет валов и подшипников в КОМПАС-SHAFT 2D	142

10.1	Расчет валов КОМПАС-SHAFT 2D	142
10.2	Расчет подшипников КОМПАС-SHAFT 2D	149
10.3	Редактирование 3D моделей валов	150
11	Компоновка редуктора	152
11.1	Построение 3D сборки зубчатой передачи	152
11.2	Построение вспомогательного эскиза плоскости разъема корпуса ...	153
11.3	Редактирование валов и мест размещения подшипников на валах ...	155
12	Построение корпусных деталей редуктора	156
12.1	Построение 3D моделей корпусных деталей добавлением стенок	158
12.2	Построение 3D моделей корпусных деталей методом оболочки	166
12.3	Изготовление сварных корпусных деталей	167
13	Построение 3D сборки редуктора	170
14	Построение 3D моделей других деталей	171
15	Установка стандартных крепежных деталей и уплотнений	173
15.1	Проверочный расчет разъемных соединений	174
16	Выполнение сборочных чертежей редуктора и его подборок	176
16.1	Создание чертежей	176
16.2	Простановка размеров и создание списка технических условий	183
16.2.1	Выбор допусков размеров	185
16.2.2	Ввод списка технических требований	186
16.3	Заполнение основной надписи	187
16.4	Указания по смазке редуктора	187
16.5	Расстановка позиций сборочных единиц и деталей	188
17	Выполнение рабочих чертежей деталей редуктора	189
17.1	Основные правила оформления рабочего чертежа	189
17.2	Расчет допусков формы и расположения поверхностей деталей	192
18	Составление спецификации редуктора и сборочных единиц	194
19	Составление пояснительной записки к курсовому проекту	199
19.1	Рекомендуемый состав пояснительной записки	201
19.2	Оформление пояснительной записки	201
20	Подготовка документов к печати и к защите курсового проекта	206
	СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	209
	ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ	210
	Приложение А. Варианты компоновки одноступенчатых редукторов	213
	Приложение Б. Пример оформления сборочного чертежа	279
	Приложение В. Пример оформления рабочего чертежа	280
	Приложение Г. Пример оформления спецификации	299
	Приложение Д. Пример оформления титульного листа	303

ВВЕДЕНИЕ

Приобретение навыков самостоятельного расчета размеров и прочности отдельных деталей и целых узлов машин и механизмов необходимы студентам машиностроительных специальностей не только для последующей работы в проектных организациях, но и для эксплуатации, обслуживания, ремонта основного технологического и вспомогательного оборудования.

Настоящие методические указания разработаны для оказания помощи студентам, выполняющим курсовой проект по курсу «Детали машин» (далее курсовой проект), целью которого есть проектирование одноступенчатого редуктора специального назначения с использованием САПР на базе программного комплекса КОМПАС российской компании АСКОН.

Задачей курсового проекта также есть формирование у студента целостного представления о составе и оформлении комплекта конструкторской документации, необходимой в соответствии с ЕСКД при создании новых видов техники или при ремонте и модернизации существующей.

При выполнении курсового проекта важная роль отводится приобретению студентом первого самостоятельного опыта в разработке электронных моделей деталей и сборочных единиц.

Предполагается, что студент, приступающий к выполнению курсового проекта, уже освоил курсы дисциплин «Машиностроительное черчение», «Технология машиностроения», «Допуски и посадки», САПР (хотя бы минимально) в среде КОМПАС-График и КОМПАС 3D не ниже версии V10SP2. Тем не менее, по тексту настоящих методических указаний даются пояснения последовательности выполнения построений и операций в КОМПАСе. Причем, при первом упоминании новой операции даются достаточно детальные указания по ее использованию, в последствии они становятся все более лаконичными. Поэтому студент, выполняя конкретный проект, должен внимательно прочитать все разделы настоящих методических указаний, посвященные трехмерному моделированию. Студент должен так же владеть Microsoft Windows на уровне достаточно квалифицированного пользователя, знать правила округления чисел, уметь интерполировать табличные функции.

Настоящие методические указания оформлены в соответствии с требованиями, предъявляемыми ЕСКД к текстовым документам, и могут быть использованы студентами в качестве образца оформления пояснительной записки к курсовому проекту, а по всему их тексту принята единая система условных обозначений параметров зубчатых передач.

1 Объем, содержание и оформление курсового проекта

Курсовой проект, предъявляемый студентом к защите, должен состоять из следующих компонентов:

а) файлы трехмерных моделей всех деталей и сборочных единиц, составляющих электронную модель спроектированного редуктора, в соответствующих форматах КОМПАСа;

б) чертежная документация (на бумаге) на трех листах формата А1 или равном по площади количестве в форматах А4, А3 или А2, в том числе следующее:

лист 1 – редуктор, сборочный чертеж, формат А1;

лист 2 – корпусная деталь (корпус или крышка по выбору студента), рабочий чертеж, формат А1;

лист 3 – вал в сборе, сборочный чертеж, формат А3;

– вал (вал-шестерня или червяк), рабочий чертеж, формат А3;

– зубчатое (червячное) колесо, рабочий чертеж, формат А3;

– две проходные крышки валов, рабочие чертежи, формат А4;

в) файлы двумерных чертежей всех деталей и сборочных единиц, изображенных на бумажных листах чертежной документации, построенные в параметрической связи с соответствующими трехмерными моделями КОМПАСа, а также файлы для печати с разрушенной параметрической связью;

г) пояснительная записка в электронном виде в файле текстового формата КОМПАСа, а также отпечатанная (и переплетенная) на бумаге формата А4;

д) спецификации редуктора в сборе и всех его составляющих сборочных единиц в электронном виде в файле формата спецификации КОМПАСа, а также отпечатанные (и скрепленные степлером) на бумаге формата А4.

Все электронные модели деталей должны быть выполнены в соответствии с ДСТУ 2.052-2006 (Электронная модель изделия. Общие документы), а сборочных единиц – ДСТУ 2.053-2006 (Электронная структура изделия. Общие положения).

Чертежная документация (сборочные и рабочие чертежи), а также текстовые документы (спецификации сборочных единиц и расчетно-пояснительная записка) должны быть оформлены в соответствии с требованиями ЕСКД на бумаге любого качества.

Поскольку КОМПАС автоматически (по умолчанию) выдает точные размеры форматов чертежей и текстовых документов, знаков шероховатости поверхностей и допусков формы деталей, обозначений видов, разрезов, сечений, толщины линий, размеров стрелок, шрифтов и т.д., используемых при создании конструкторских документов, то студенту не нужно знать наизусть эти и многие другие нюансы оформления документации. Он может сосредоточиться на процессе творческого конструирования; определении нужного количества и расположения видов, сечений, разрезов в документе; правильной постановке размеров и указании допусков, посадок, шероховатости и

допусков формы; указании технических требований для правильного изготовления деталей, сборки редуктора и его узлов.

Точность вычислений обычно ограничивается тремя знаками после запятой (если иное не указано в тексте настоящих методических указаний).

1.1 Получение задания на курсовое проектирование

Каждый студент получает у преподавателя свой вариант технического задания на курсовое проектирование. Задание состоит из восьми показателей технических требований к изделию, которые должны быть учтены при проектировании редуктора.

1.2 Варианты заданий на курсовое проектирование

Варианты заданий для проектирования одноступенчатого редуктора приведены в таблице 1.1. Все цилиндрические редукторы – реверсивные.

Таблица 1.1 Варианты заданий на курсовой проект по деталям машин на тему «Проектирование одноступенчатого зубчатого редуктора»

Вариант	Синхронная частота вращения двигателя, мин ⁻¹	Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	Крутящий момент на выходном валу, Н·м	Класс нагрузки	Ресурс, тыс. ч	Тип редуктора*	Вид зубьев**
1	2	3	4	5	6	7	8
1	750	150	190	1,00	8	Цил	К
2	1000	400	240	0,80	9	Кон	Крг
3	1500	300	160	0,63	11	Цил	Ш
4	3000	100	50	1,00	12	Черв	А
5	750	170	220	0,80	10	Кон	П
6	1000	360	185	0,63	13	Кон	Крг
7	1500	330	115	1,00	14	Цил	Ш
8	3000	670	100	0,80	15	Цил	К
9	750	50	250	0,63	12	Черв	Э
10	1000	320	150	1,00	7	Кон	П
11	1500	375	250	0,80	8	Кон	Крг
12	3000	750	125	0,63	9	Цил	К
13	750	210	320	1,00	14	Цил	К
14	1000	25	135	0,63	10	Черв	А
15	1500	420	180	0,80	11	Цил	Ш

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
16	3000	85	25	1,00	12	Черв	Э
17	750	240	400	0,80	16	Цил	К
18	1000	250	115	0,80	13	Цил	Ш
19	1500	450	65	1,00	14	Кон	Крг
20	3000	95	50	0,80	15	Черв	А
21	750	270	140	0,63	8	Цил	К
22	1000	220	95	1,00	9	Цил	К
23	1500	54	195	0,80	10	Черв	Э
24	3000	680	40	0,80	11	Цил	Ш
25	750	30	250	1,00	10	Черв	А
26	1500	600	80	0,63	12	Цил	Ш
27	1000	200	370	0,80	13	Кон	П
28	3000	1200	80	0,63	14	Цил	К
29	1000	340	300	0,63	15	Кон	Крг
30	1500	45	85	0,80	16	Черв	Э
31	750	160	600	1,00	16	Цил	Ш
32	1000	190	100	0,80	15	Кон	Крг
33	1500	280	340	0,63	14	Цил	Ш
34	3000	58	35	0,80	13	Черв	А
35	750	180	370	0,63	12	Кон	Крг
36	1000	210	450	1,00	11	Кон	П
37	1500	310	60	0,63	10	Цил	К
38	3000	65	100	1,00	9	Черв	Э
39	750	200	140	0,80	8	Цил	К
40	1000	240	120	1,00	7	Кон	П
41	1500	360	190	0,80	8	Кон	Крг
42	3000	730	50	0,63	9	Цил	К
43	750	220	85	0,63	10	Цил	К
44	1000	27	250	0,80	11	Черв	А
45	1500	410	70	1,00	12	Цил	Ш
46	3000	830	60	0,80	13	Цил	К
47	750	25	150	0,63	14	Черв	Э
48	1000	310	120	0,80	15	Цил	Ш
49	1500	470	100	1,00	16	Кон	Крг
50	3000	93	30	0,63	7	Черв	А
51	750	280	170	0,80	8	Цил	К
52	1000	350	140	0,63	9	Цил	К
53	1500	52	75	1,00	10	Черв	Э
54	3000	1050	60	0,80	11	Цил	К
55	750	31	150	0,63	12	Черв	А
56	1000	380	270	1,00	13	Цил	Ш
57	1500	580	50	0,63	14	Кон	П

Продолжение таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8
58	3000	1100	40	0,80	15	Цил	К
59	750	320	90	1,00	8	Кон	Крг
60	1000	390	170	0,80	10	Цил	Ш
61	1500	350	150	1,00	10	Кон	Крг
62	1000	200	100	0,80	15	Цил	К
63	3000	60	80	0,63	20	Черв	Э
64	750	268	90	0,80	14	Цил	П

* Цил – цилиндрический; Кон – конический; Черв – червячный.
 ** П – прямые; К – косые; Крг - круговые; Ш – шевронне; А – Архимеда;
 Э – эвольвентный

1.3 Выбор схемы компоновки и определение передаточного числа

Первое с чего начинают, приступая к проектированию, – определяют вариант компоновочной схемы редуктора. Будет ли редуктор вертикальным или горизонтальным; способ изготовления корпуса (литой или сварной) и положение плоскости его разъема; вид подшипниковых узлов и тип подшипников на каждом из валов; тип уплотнений и способ фиксации валов от продольных перемещений; тип смазки зубчатой пары, вид масло указателя, сапуна и смотрового окна; способ установки редуктора на основании; тип выходных концов валов (цилиндрические или конические). Все это нужно хотя бы ориентировочно выбрать на начальном этапе проектирования.

Для этого, желательно, например, в атласе редукторов [1, 2] выбрать в качестве примера один из редукторов, наиболее полно соответствующий проектируемому или выбрать одну из компоновочных схем, указанных в Приложении А к настоящим методическим указаниям (следует обращать внимание лишь на конструктивные решения, поскольку оформление приведенных там чертежей уже не соответствует действующим стандартам). Можно также воспользоваться 2D библиотекой КОМПАСа «Библиотека редукторов» выбрав в меню библиотеки одноступенчатые редукторы, а затем опцию «Сборка». Здесь и далее для удобства его восприятия шрифтом выделен текст из меню, команд, операций и библиотек КОМПАСа, а рядом с их названиями стоят условные иконки (если они имеются).

На любом этапе работы, отдельные элементы компоновки могут быть пересмотрены, поскольку студент должен выполнить их наиболее рациональным образом.

Исходя из данных варианта задания, предварительно определяют передаточное число редуктора как отношение частот вращения входного (быстроходного) и выходного (тихоходного) валов

$$u = \frac{n_{1c}}{n_2}$$

где n_{1c} , n_2 – частота вращения входного (синхронная) и выходного валов соответственно, мин.^{-1} (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование).

Величину передаточного числа следует также учитывать при выборе схемы компоновки редуктора, поскольку в зависимости от него внешний вид редукторов одного типа может быть разным.

1.4 Выбор приводного электродвигателя

Электродвигатель, который будет приводить в движение входной вал редуктора, выбирают из числа трехфазных асинхронных, которые наиболее часто используются для привода редукторов любого назначения. Можно также воспользоваться 2D библиотекой КОМПАСа – «Библиотека электродвигателей» и выбрать в ее меню двигатели «Переменного тока трехфазные», а затем опцию «Асинхронные общего применения» (это нужно делать в открытом файле КОМПАСа типа  «Чертеж» или  «Фрагмент»). Параметры двигателей наиболее распространенной серии 4А приведены в таблице 1.2.

Мощность двигателя в киловаттах определяют по формуле

$$P_э = \frac{T_2 n_2}{955 \cdot 10^4 \eta_\Sigma},$$

где T_2 – крутящий момент на выходном валу, Н·мм (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование);

η_Σ – общий КПД привода

$$\eta_\Sigma = \eta_m \cdot \eta_p,$$

где η_m – КПД соединительной муфты (предварительно можно принять равным 0,98);

η_p – КПД одноступенчатого зубчатого редуктора. Средние значения η передач различных типов с учетом потерь в опорах валов на подшипниках качения приведены в таблице 1.3.

При выборе двигателя нужно помнить, что завышение его мощности приводит к росту реактивного сопротивления в электросети и снижает $\cos \varphi$. Вместе с тем, допустима перегрузка электродвигателя от 5 % до 8 % при постоянной ее величине и от 10 % до 12 % от номинальной при переменных нагрузках.

По мощности двигателя и синхронной частоте вращения его вала из справочной литературы выбирают подходящую модель.

Таблица 1.2 – Двигатели закрытые обдуваемые единой серии 4А

Мощность $P_{э}$, кВт	Синхронная частота вращения $n_{1с}$, мин ⁻¹							
	3000		1500		1000		750	
	тип*	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	тип*	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	тип*	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	тип*	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$
0,25	–	–	–	–	–	–	71В8/680	1,6
0,37	–	–	–	–	71А6/910	2,0	80А8/675	1,6
0,55	–	–	71А4/1390	2,0	71В6/900	2,0	80В8/700	1,6
0,75	71А2/2840	2,0	71В4/1390	2,0	80А6/915	2,0	90LА8/700	1,6
1,10	71В2/2810	2,0	80А4/1420	2,0	80В6/920	2,0	90LВ8/700	1,6
1,50	80А2/2850	2,0	80В4/1415	2,0	90L6/935	2,0	100L8/700	1,6
2,20	80В2/2850	2,0	90L4/1425	2,0	100L6/950	2,0	112МА8/700	1,8
3,00	90L2/2840	2,0	100S4/1435	2,0	112МА6/955	2,0	112МВ8/700	1,8
4,00	100S2/2880	2,0	100L4/1430	2,0	112МВ6/950	2,0	132S8/720	1,8
5,50	100L2/2880	2,0	112М4/1445	2,0	132S6/965	2,0	132М8/720	1,8
7,50	112М2/2900	2,0	132S4/1455	2,0	132М6/970	2,0	160S8/730	1,4
11,00	132М2/2900	1,6	132М4/1460	2,0	160S6/975	1,2	160М8/730	1,4
15,00	160S2/2940	1,4	160S4/1465	2,0	160М6/975	1,2	180М8/730	1,2
18,50	160М2/2940	1,4	160М4/1465	2,0	180М6/975	1,2	–	–
22,00	180S2/2945	1,4	180S4/1470	2,0	–	–	–	–
30,00	180М2/2945	1,4	180М4/1470	2,0	–	–	–	–

* В числителе указан тип двигателя, а в знаменателе асинхронная частота вращения

Затем в пояснительную записку выписывают следующие характеристики принятого электродвигателя:

- обозначение;
- номинальную мощность, кВт;
- синхронную частоту вращения вала, мин.⁻¹;

- отношение пускового момента к номинальному $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$;

- габаритные размеры, мм;
- тип, диаметр и длину выходного конца вала (если они указаны), мм;
- точная (асинхронная) частота вращения n_1 , которую находят, например, в колонке «Точная частота вращения» библиотеки электродвигателей КОМПАСа или в таблице 1.2.

Таблица 1.3 – Средние значения η_p передач различных типов с учетом потерь в опорах валов на подшипниках качения

Тип передачи	Закрытая, работающая в масляной ванне	Открытая
Зубчатая с колесами		
– цилиндрическими	0,96 – 0,98	0,92 – 0,94
– коническими	0,95 – 0,97	0,91 – 0,93
Червячная с червяком		
– однозаходным	0,70 – 0,80	
– двухзаходным	0,75 – 0,85	
– четырехзаходным	0,80 – 0,90	
Клиноременная		0,94 – 0,96
Цепная	0,94 – 0,96	0,92 – 0,95

Зная точную частоту вращения вала двигателя n_1 при номинальной нагрузке, уточняют передаточное число редуктора

$$u = \frac{n_1}{n_2}.$$

Эскиз электродвигателя с указанием главных размеров приводят в пояснительной записке как, например, на рисунке 1.1 (тип АИР56А4, мощность 12 кВт, синхронная частота 1500 мин^{-1} , масса 3,5 кг).

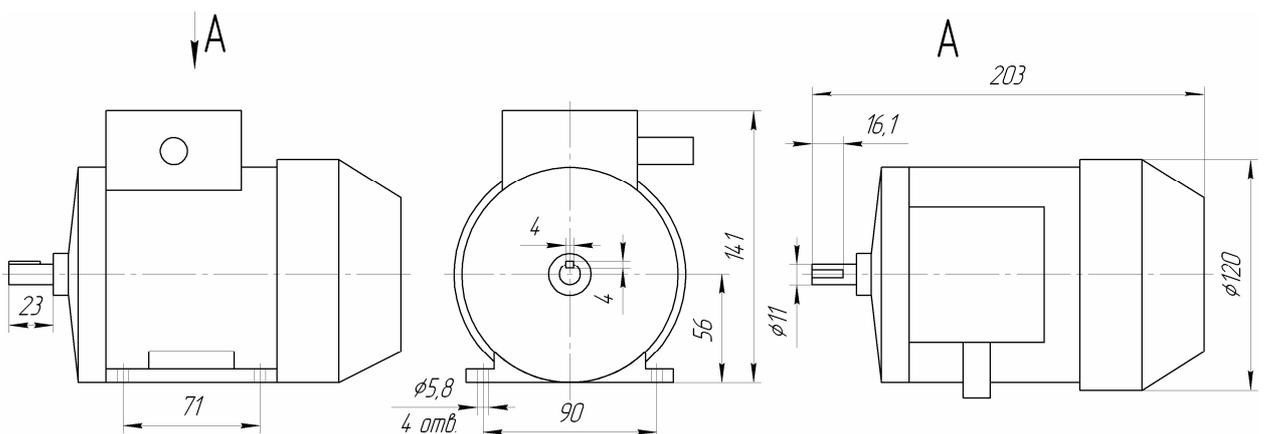


Рисунок 1.1 – Эскиз и главные размеры асинхронных двигателей серии 4А

2 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

Расчет цилиндрической зубчатой передачи производят по несколько упрощенной традиционной методике [3] используя следующие обозначения:

T – крутящий момент на валу, Н·мм;

M – изгибающий момент на валу, Н·мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

F_r – радиальная сила в зацеплении, Н;

F_a – осевая сила в зацеплении, Н;

n – частота вращения вала (зубчатого колеса), мин.⁻¹;

v – окружная скорость зубчатого венца, м/с;

u – передаточное число передачи;

a – межосевое расстояние (делительное) передачи, мм;

d – диаметр зубчатых колес, мм;

m – модуль зубчатых колес, мм;

z – число зубьев шестерни (колеса);

α – угол зацепления, град.;

β – угол наклона линии зуба шестерни (колеса), град.;

σ – нормальное напряжение в материалах, МПа;

σ_{Hlim}^0 – предел длительной контактной выносливости, МПа;

σ_{Flim}^0 – предел длительной изгибной выносливости, МПа;

ψ_a – коэффициент ширины зубчатого колеса;

x – смещение исходного контура зубчатого зацепления.

Указанная размерность величин должна соблюдаться при вычислениях.

При вышеприведенных обозначениях нижние индексы обозначают следующее:

i – индекс зубчатого колеса в передаче (1 – относящийся к шестерне, 2 – относящийся к колесу);

H – относящийся к контактной прочности;

F – относящийся к изгибной выносливости;

t – окружной или торцовый;

r – радиальный;

a – осевой.

2.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

Для изготовления зубчатых колес используют стали, чугуны, неметаллические материалы (для легконагруженных и малошумящих передач) и реже сплавы цветных металлов.

Колеса силовых передач делают, главным образом, из стали, реже из чугунного литья. Колеса больших диаметров (800 мм и более) изготавливают литыми, а меньших диаметров – из кованных или штампованных заготовок.

Для колес с твердостью активных поверхностей зубьев меньше 350 единиц по Бринелю ($HВ \leq 350$) применяют стали марок 40, 45, 50, 50Г, 35Х

40X, 45X, 40XН, 35ХМА, 30ХНЗА, 34ХМ и другие. Требуемую твердость активных поверхностей зубьев обеспечивают термообработкой нормализацией или улучшением. Эти стали позволяют изготовить колеса по упрощенной схеме с чистовой обработкой заготовки и зубьев после термообработки.

Для получения повышенной нагрузочной способности, снижения габаритов и массы передачи целесообразно создавать высокую твердость активных поверхностей зубьев, чего достигают объемной поверхностной закалкой и химико-термической обработкой (цементация, азотирование, цианирование). Нарезание зубьев при этих видах обработки производят до термообработки, а возможные финишные операции – после нее.

В таблице 2.1 приведены наиболее распространенные марки сталей, рекомендуемая термообработка и ориентировочная область применения. Основные механические характеристики наиболее распространенных сталей для изготовления зубчатых колес приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.1 – Наиболее применяемые для зубчатых колес стали

Способ термообработки	Марка стали	Достижимая твердость	Основные особенности	Рекомендуемое применение
1	2	3	4	5
Объемная закалка	45, 40X, 40XН, 35ХМ, 40XН4МА, 38ХС и др.	HRC 45 – 55	Повышенная чувствительность стали к концентрации напряжений; повышенные остаточные напряжения и коробление. Склонность к образованию закалочных трещин	Слабо- и средненагруженные передачи
Цементация объемная закалка	15X, 20X, 12ХН34, 12ХН2, 12Х2Н4А, 20ХНЗА, 20ХН3А, 20ХН, 18Х2Н4ВА, 25ХГМ, 18ХГТ, 15ХГН2ТА, 20ХГР, 20ХГНР, 20ХГНТР, 20ХГСА и др.	HRC 56 – 63	Наибольшая несущая способность зубьев; качество обработки в большей степени зависит от химического состава стали, ее прокаливаемости, от концентрации углерода в поверхностном слое, твердости сердцевины, режимов термообработки, применяемого оборудования и оснастки. Теплостойкость равна 200 °С. Глубина слоя от 0,1 до 2 мм	Тяжело нагруженные ответственные зубчатые колеса

Продолжение таблицы 2.1

1	2	3	4	5
Азотирование	38Х2МЮА, 38Х2Ю, 40ХФА и др.	HRC 52 – 60	Наибольшая твердость поверхности и теплоемкость (400 – 500 °С), незначительное коробление, высокая поверхностная хрупкость, чувствительность к перегрузкам, длительность процесса азотирования. Глубина слоя от 0,1 до 0,8 мм	Средненагруженные зубчатые колеса с невозможностью зубошлифования, зубчатые колеса, работающие при высоких температурах
Цианирование	20Х, 35Х, 40Х, 40ХН, 25ХГТ, 25ХГМ, 30ХГТ, 40ХН2МА и большинство цементруемых сталей	HRC 56 – 64	Высокая твердость, износостойкость, нечувствительность к концентрации напряжений, отсутствие окалины, теплостойкость (250 °С). Глубина слоя от 0,1 до 0,8 мм	Средненагруженные нешлифованные зубчатые колеса в условиях мелкосерийного производства
Нитроцементация	20,40Х, 25ХГТ, 25ХГМ, 12ХН3Ф, 20Х3НА, 20ХГНР, 20ХГР, 20Х, 18ХГТ, 20ХГТ и др.	HRC 56 – 63	Износостойкость, твердость, небольшие коробления, нечувствительность к внутреннему окислению, возможна хрупкость. Глубина слоя от 0,2 до 0,8 мм	Средненагруженные нешлифованные зубчатые колеса
Закалка ТВЧ	40, 45, 50, 50Г, 40Х, 40ХН, 38ХС, 40ХН2МА, 50ПМ, У6 и др.	HRC 42– 50	Небольшие деформация (зависят от способа закалки), отсутствие окалины, повышенная чувствительность к концентрации напряжений, прочность зубьев определяется глубиной закалки и формой закаленного слоя	Слабо- и средне нагруженные зубчатые колеса при изготовлении их из стали с пониженной прокаливаемостью

Таблица 2.2 – Основные механические характеристики наиболее распространенных сталей

Марка стали	Размеры, мм		Твердость поверхности, HRC	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Термообработка
	D	L				
35	Любой	Любой	–	550	270	Нормализация
45	Любой	Любой	–	600	320	Нормализация
45	125	80	–	780	540	Улучшение
45	80	50	–	890	650	Улучшение
40X	200	125	–	790	640	Улучшение
40X	125	80	–	900	750	Улучшение
40X	125	80	45 – 50	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35XM	315	200	–	800	670	Улучшение
35XM	200	125	–	920	790	Улучшение
35XM	200	125	48 – 53	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40XH	315	200	–	800	630	Улучшение
40XH	200	125	–	920	750	Улучшение
40XH	200	125	48 – 53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20XHM	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
16XGT	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
12XH3A	200	125	56 – 63	1000	800	Улучшение
40XNMA	125	80	50 – 56	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	Любой	Любой	–	550	270	Нормализация
45Л	315	200	–	680	440	Улучшение

2.2 Определение допустимых напряжений

2.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки

Коэффициенты эквивалентности (приведения) режима работы редуктора K_{HE} и K_{FE} определяют исходя из класса нагрузки, заданного в техническом задании на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Они, как и коэффициент режима X , определяются по таблице 2.3 в зависимости от вида термообработки зубчатых колес передачи.

Таблица 2.3

Класс нагрузки	K_{HE}	X	K_{FE}	
			HB<350*	HRC>40**
H 1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
H 0,800	0,800	0,750	0,810	0,840
H 0,630	0,630	0,500	0,725	0,775
H 0,560	0,560	0,400	0,680	0,745
H 0,500	0,500	0,315	0,645	0,745
H 0,400	0,400	0,200	0,575	0,665
H 0,315	0,315	0,125	0,510	0,615

* Нормализация, улучшение, азотирование.
 ** Закалка и цементация

Коэффициенты долговечности $K_{H\partial i}$ и $K_{F\partial i}$ в зависимости от суммарного числа циклов N работы каждого зубчатого колеса передачи (наработка) определяют по формулам

$$K_{H\partial i} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{N_{HG}}} \leq 1;$$

$$K_{F\partial i} = K_{FE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_i}{N_{FG}}} \leq 1,$$

где N_{HG} – база контактных напряжений, зависящая от твердости материала, определяемая по формуле

$$N_{HG} = 30HB^{2,4}.$$

По номограмме, приведенной на рисунке 2.1 можно перевести значения твердости из HRC в HB;

N_{FG} – база изгибных напряжений, принимают равной $4 \cdot 10^6$.

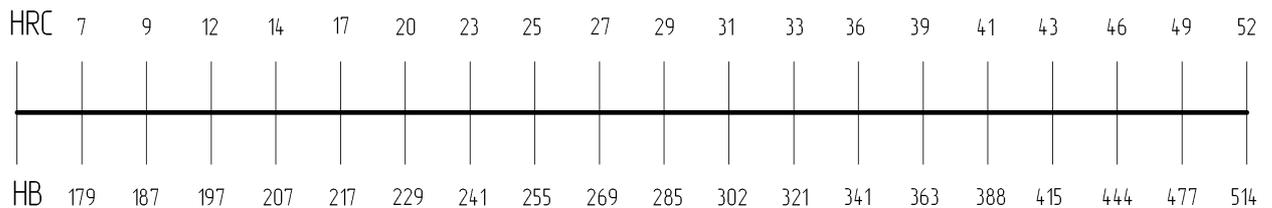


Рисунок 2.1

Наработку в течение срока эксплуатации редуктора определяют как

$$N_i = N_p \cdot n_i \cdot 60,$$

где N_p – ресурс работы редуктора, заданный в техническом задании на курсовой проект в часах (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если $N_i \geq 10^8$, то $K_{F\partial i} = 1$.

По наименьшему значению $K_{H\partial i}$ выбирают лимитирующий элемент передачи (шестерня или колесо). Если оба коэффициента равны единице, то лимитирует колесо.

2.2.2 Определение допустимых напряжений

Для шестерни обычно выбирают материал тверже, чем для колеса не менее чем на 10 единиц твердости по Бринелю, поскольку оно совершает больше оборотов в единицу времени, чем колесо.

Допускаемые контактные напряжения для лимитирующего элемента передачи определяют как

$$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{H\lim i}^0}{S_H},$$

где S_H – коэффициент безопасности по контактным напряжениям. Допускаемые изгибные напряжения определяют как

$$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{F\lim i}^0}{S_F},$$

где S_F – коэффициент безопасности по изгибным напряжениям. Значения $\sigma_{H\lim}^0$, $\sigma_{F\lim}^0$, S_H , S_F приведены в таблице 2.4.

2.2.3 Определение коэффициентов нагрузки

Вначале определяют примерную окружную скорость колеса (м/с), как

$$v = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \psi_a}},$$

где C_v – коэффициент, зависящий от термообработки, выбирают по таблице 2.5;

ψ_a – коэффициент ширины колеса (отношение ширины колеса к межосевому расстоянию), задают в пределах от 0,12 до 0,25 для прямозубых передач, от 0,25 до 0,40 для косозубых и от 0,50 до 1,00 для шевронных передач.

Таблица 2.4 – Прочностные характеристики некоторых сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Термическая обработка	Твердость зубьев HRC на поверхности	Стали	σ_{Hlim}^{0**} , МПа	S_H	σ_{Flim}^{0**} , МПа	S_F	$[\sigma_{Hmax}]^{**}$, МПа	$[\sigma_{Fmax}]^{**}$, МПа
Нормализация Улучшение	HB 180 – 350	40; 45; 40X; 40XH; 35XM и др.	2HB+70	1,1	1,8HB	1,75	$2,8\sigma_T$	2,7HB
Объемная закалка	45 – 55	40X; 40XH; 35XM и др.	18HRC+ +150		500			
Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$)	56 – 63	50; У7	17HRC+ +200	1,2	630	1,55	40 HRC	1260
	42 – 50	40X; 35XM; 40XH и др.			420			
Закалка при нагреве ТВЧ сквозная с охватом впадины (модуль $m_n < 3$)*	42 – 50	40X; 35XM; 40XH и др			375			1430
Азотирование	52 – 60	40X; 40XФА; 40XША и др.	1050		10HRC+ +240		30HRC	1000
Цементация и закалка	56 – 63	Цементируемые стали всех марок	23HRC	1,55	600	1,55	40HRC	1200
		20ХН2М; 12ХН3А:			710			
Нитроцементация и закалка	56 – 63	25ХГМ			750			1520

* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадин.
** Значения определяют по средней твердости зубьев

Далее из таблицы 2.6 выбирают степень точности передачи для обеспечения необходимой плавности хода.

Таблица 2.5 – Величина коэффициента влияния термообработки C_v ,

Вид передачи	Термообработка*				
	$Y_1 + Y_2$	$TBЧ_1 + Y_2$	$Ц_1 + Y_2$	$TBЧ_1 + TBЧ_2$ $З_1 + З_2$	$Ц_1 + Ц_2$
Прямозубая	13,0	14,0	15,5	17,5	21,0
Косозубая	15,0	16,0	17,5	19,5	23,5

* У – улучшение; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка поверхностная при нагреве ТВЧ; Ц - цементация

Таблица 2.6 – Рекомендуемая степень точности передачи

Передача	Окружная скорость v , м/с			
	менее 5	от 5 до 8	от 8 до 12,5	более 12,5
Прямозубая	9	8	7	6
Косозубая	9	9	8	7

Нагрузку в зацеплении определяют с учетом неравномерности ее распределения между зубьями и по длине зуба, а также с учетом ее ударного приложения. Поэтому определяют коэффициенты нагрузки K_H и K_F .

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv},$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv},$$

где $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ – коэффициенты распределения нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. Для прямозубых колес они равны единице, а для косозубых в зависимости от степени точности передачи (определяемой по номограмме из рисунка 2.2) их находят из таблицы 2.7, соответственно;

$K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ – коэффициенты концентрации нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. При изготовлении цилиндрических передач обычно выбирают материал для изготовления колес твердостью меньше 350 единиц по Бринелю ($HВ_2 < 350$), тогда

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1 - X) + X \geq 1,05,$$

если для изготовления колеса выбирают более твердый материал чем $HВ350$, то $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$,

где $K_{H\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по контактной прочности (до приработки зубьев), для одноступенчатого цилиндрического редуктора его принимают по колонке 7 таблицы 2.8.

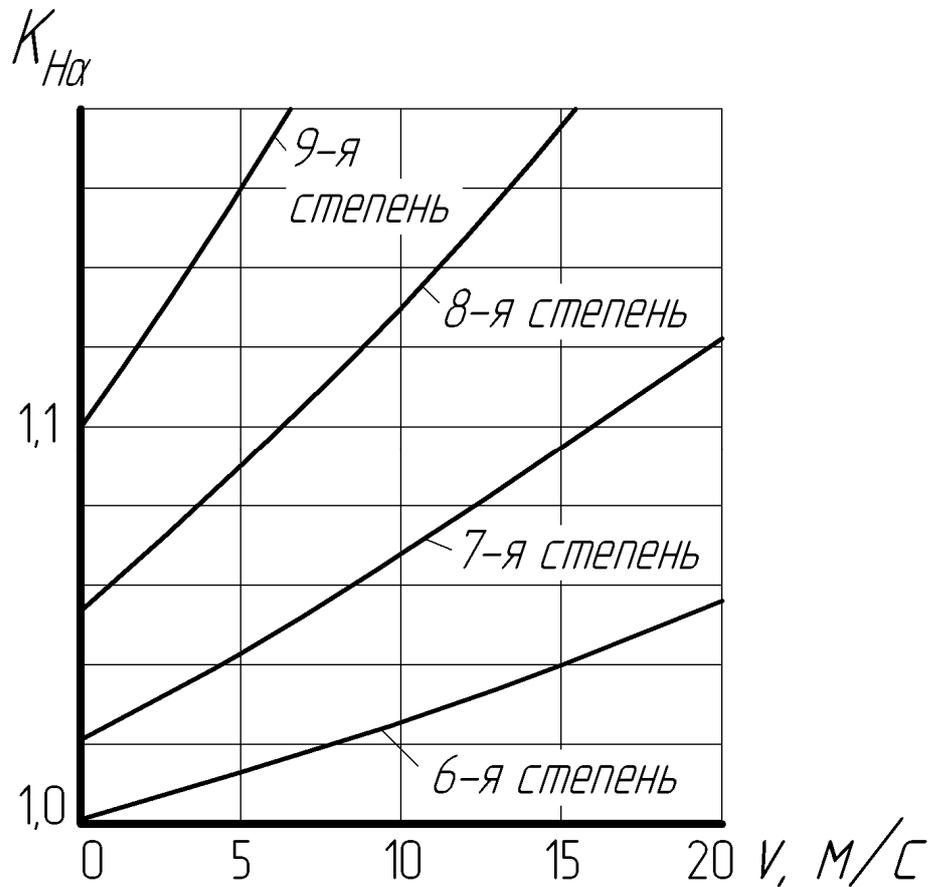


Рисунок 2.2

Таблица 2.7 – Коэффициент точности изготовления колес передачи $K_{F\alpha}$

Степень точности	6	7	8	9
$K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

Коэффициент концентрации нагрузки по изгибной выности $K_{F\beta}$, для тех же условий изготовления колес определяют как

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,04,$$

если для изготовления колеса выбирают более твердый материал, чем НВ350, то $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$,

где $K_{F\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по изгибной выносливости (до приработки зубьев) для одноступенчатого цилиндрического редуктора его принимают по колонке 7 таблицы 2.9;

K_{Hv} и K_{Fv} – коэффициенты динамичности по контактной и изгибной прочности, принимают по таблице 2.10 и 2.11, соответственно.

Таблица 2.8 – Значения коэффициента $K_{H\beta}^0$

b/d_1^* (b/d_{m1})	Твердость поверхно- стей зубьев**	Схема передачи							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	а	1,70	1,40	1,30	1,18	1,08	1,05	1,05	1,05
	б	1,35	1,20	1,15	1,09	1,05	1,05	1,05	1,05
0,4	а	2,40	1,90	1,60	1,36	1,20	1,12	1,08	1,05
	б	1,70	1,45	1,30	1,18	1,10	1,06	1,05	1,05
0,6	а	3,10	2,40	2,00	1,60	1,34	1,24	1,14	1,06
	б	2,05	1,70	1,50	1,30	1,17	1,12	1,07	1,05
0,8	а	4,00	3,00	2,40	1,86	1,54	1,40	1,26	1,10
	б	2,50	2,00	1,70	1,43	1,27	1,20	1,13	1,05
1,0	а	–	3,60	2,80	2,12	1,80	1,60	1,40	1,20
	б	–	2,30	1,90	1,56	1,40	1,30	1,20	1,10
1,2	а	–	–	3,20	2,44	2,08	1,80	1,60	1,30
	б	–	–	2,10	1,72	1,54	1,40	1,30	1,15
1,4	а	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,80	1,42
	б	–	–	–	1,90	1,70	1,52	1,40	1,21
1,6	а	–	–	–	–	2,80	2,40	2,00	1,60
	б	–	–	–	–	1,90	1,70	1,50	1,30

* Для цилиндрических передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;
для конических передач $\frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.
** а – $HB_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$

Таблица 2.9 – Значения коэффициента $K_{F\beta}^0$

b/d_1^* (b/d_{m1})	Твердость поверхно- стей зубьев**	Схема передачи							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,2	а	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,04	1,04	1,04
	б	1,25	1,16	1,12	1,08	1,04	1,04	1,04	1,04
0,4	а	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,04
	б	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,04	1,04
0,6	а	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	б	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,04
0,8	а	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	б	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	а	–	2,80	2,28	1,82	1,60	1,46	1,31	1,16
	б	–	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	а	–	–	2,54	2,04	1,80	1,60	1,46	1,23
	б	–	–	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	а	–	–	–	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	б	–	–	–	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	а	–	–	–	–	2,23	2,01	1,74	1,46
	б					1,67	1,53	1,38	1,23

* Для цилиндрических передач $\frac{b}{d_1} = \psi_a \frac{u+1}{2}$;
для конических передач $\frac{b}{d_{m1}} = 0,166\sqrt{u^2+1}$.
** а – $HB_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$

Таблица 2.10 – Значения коэффициента K_{Hv}

Степень точно- сти	Твердость поверхно- стей зубьев*	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,04}$	$\frac{1,23}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,07}$
	б	$\frac{1,02}{1,00}$	$\frac{1,04}{1,00}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,03}$	$\frac{1,18}{1,04}$
7-я	а	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,07}{1,03}$	$\frac{1,14}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,29}{1,07}$	$\frac{1,36}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,00}$	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,03}$	$\frac{1,19}{1,03}$	$\frac{1,24}{1,04}$
8-я	а	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,08}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,04}$	$\frac{1,24}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,08}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,02}$	$\frac{1,16}{1,03}$	$\frac{1,22}{1,04}$	$\frac{1,26}{1,05}$
9-я	а	$\frac{1,05}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,05}$	$\frac{1,30}{1,07}$	$\frac{1,40}{1,09}$	$\frac{1,50}{1,12}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,01}$	$\frac{1,13}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,03}$	$\frac{1,26}{1,04}$	$\frac{1,32}{1,05}$

* а – $HB_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$;
Примечание – В числителе приведены данные для цилиндрических прямо-
мозубых колес, а в знаменателе – для косозубых и конических

Таблица 2.11 – Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точно- сти	Твердость поверхно- стей зубьев*	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,26}{1,10}$	$\frac{1,40}{1,15}$	$\frac{1,58}{1,20}$	$\frac{1,67}{1,25}$
	б	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,14}{1,06}$	$\frac{1,17}{1,07}$
7-я	а	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,33}{1,11}$	$\frac{1,50}{1,16}$	$\frac{1,67}{1,22}$	$\frac{1,80}{1,27}$
	б	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,13}{1,05}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,22}{1,08}$
8-я	а	$\frac{1,10}{1,03}$	$\frac{1,20}{1,06}$	$\frac{1,38}{1,11}$	$\frac{1,58}{1,17}$	$\frac{1,78}{1,23}$	$\frac{1,96}{1,29}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,05}$	$\frac{1,21}{1,07}$	$\frac{1,26}{1,08}$

Продолжение таблицы 2.11

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев*	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
9-я	а	$\frac{1,13}{1,04}$	$\frac{1,28}{1,07}$	$\frac{1,50}{1,14}$	$\frac{1,77}{1,21}$	$\frac{1,98}{1,28}$	$\frac{2,25}{1,35}$
	б	$\frac{1,04}{1,01}$	$\frac{1,07}{1,02}$	$\frac{1,14}{1,04}$	$\frac{1,21}{1,06}$	$\frac{1,27}{1,08}$	$\frac{1,34}{1,09}$

* а – $HB_2 \leq 350$; б – $HRC_2 \geq 40$;
Примечание – В числителе приведены данные для цилиндрических прямозубых колес, а в знаменателе – для косозубых и конических

2.3 Расчет цилиндрической зубчатой передачи

На этом этапе выполняют расчет основных параметров зубчатой передачи цилиндрического редуктора, основные геометрические размеры которой представлены на рисунке 2.3. Принятые на рисунке обозначения будут пояснены ниже по ходу расчета передачи.

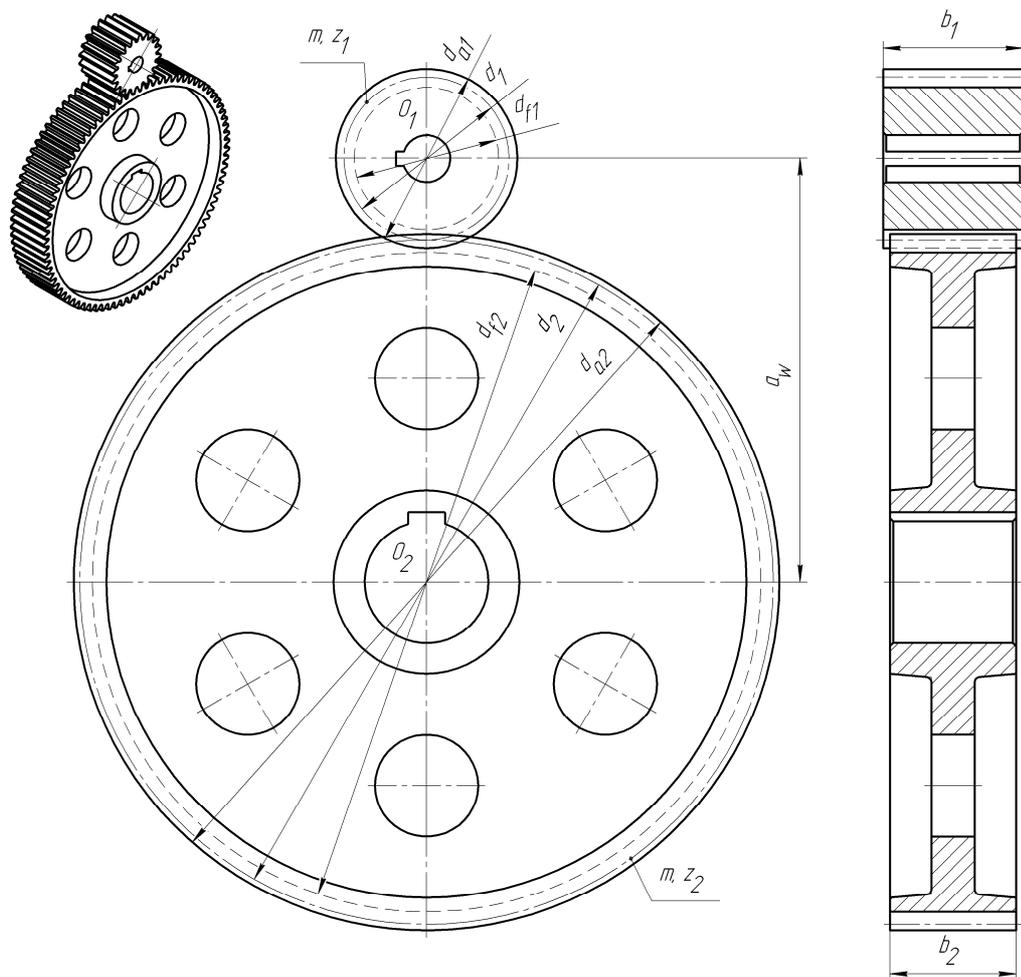


Рисунок 2.3

2.3.1 Определение межосевого расстояния передачи

Предварительно межосевое расстояние зубчатой передачи (мм) определяют из условия контактной прочности активных поверхностей зубьев колеса (если оно – лимитирующий элемент, или шестерни) по формуле

$$a = (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{K}{[\sigma_H]_2 u}\right)^2 \frac{T_2 K_{H\alpha} K_H}{\psi_a}},$$

где K – коэффициент, для прямозубых колес он равен 315, а для косозубых, – 270.

Для внешнего зацепления в скобках принимают знак плюс, а для внутреннего – минус.

Затем из ниже приведенного единого ряда главных параметров редукторов принимают ближайшее стандартное значение.

25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710.

2.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни

Ширину колеса (мм) определяют из выражения

$$b_2 = \psi_a \cdot a.$$

Полученное значение округляют до ближайшего большего из следующего ряда $Ra 40$ предпочтительных чисел:

1; 1,05; 1,1; 1,15; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5;
 1,6; 1,7; 1,8; 1,9; 2; 2,1; 2,2; 2,4;
 2,5; 2,6; 2,8; 3; 3,2; 3,4; 3,6; 3,8;
 4; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,3; 5,6; 6;
 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5;
 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15;
 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24;
 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38;
 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60;
 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95;
 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150;
 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240;
 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380;
 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600;
 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950.

Числа приведены с такой разрядностью, с которой они должны быть указаны в размере на чертеже. При технически обоснованной необходимости допускается применять дополнительные размеры [4] (т. 1, стр. 481).

Ширину шестерни b_1 задают больше ширины колеса на величину от 3 до 7 мм и так же округляют до ближайшего большего значения из ряда предпочтительных чисел $Ra 40$.

Зубья колес на контактную прочность проверяют по условию

$$\sigma_{Hi} = K \frac{u \pm 1}{a u} \sqrt{\frac{u \pm 1}{b_2} T_2 K_{H\alpha} K_H} \leq [\sigma_H]_i.$$

Отклонение напряжения не должно быть больше $\pm 5\%$ от допустимого. Если условие не выполняется, увеличивают a и b_2 , а затем повторяют проверку.

Далее производят проверку зубьев на статическую контактную прочность по кратковременному пиковому или пусковому крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя), как

$$\sigma_{H \max i} = \sigma_{Hi} \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T_1 \cdot K_{H\alpha}}} \leq [\sigma_{H \max}]_i.$$

Значение $[\sigma_{H \max}]$ определяют по таблице 2.4. Если $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$, то принимают $\sigma_{H \max} = [\sigma_{H \max}]$ и a определяют вновь (см. п. 2.3.1, Определение межосевого расстояния передачи), при этом вместо значения T_1 ставят $T_{\text{пуск}}$, а расчеты повторяют.

Затем вычисляют уточненное значение окружной скорости колеса (мм) как

$$v_2 = \frac{2a \pi n_1}{10^3 \cdot 60 (u \pm 1)}.$$

Уточненное значение сравнивают с ранее полученным предварительным и, в случае, если они отличаются более чем на 10 %, вносят изменения в значение K_H и расчет повторяют с п. 2.2 (Определение допустимых напряжений).

2.3.3 Определение модуля зубчатых колес

Рекомендуется выбирать модуль m для прямозубых колес и нормальный модуль m_n для косозубых и шевронных колес зубчатого зацепления (для

прямозубых модуль и есть нормальный модуль) пользуясь следующими соотношениями

$$m_n = 0,015a, \text{ при твердости зубьев } HB \leq 350;$$

$$m_n = 0,025a, \text{ при твердости зубьев } HRC \geq 40.$$

Значение модуля в миллиметрах округляют до ближайшего из следующего стандартного ряда: 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 3,15; 3,5; 4,0; 6,0; 6,3; 8,0; 10. Для силовых передач модуль меньше 1,5 мм не назначают.

На практике обычно выбирают такой модуль, который могут нарезать на имеющемся у предприятия оборудовании с помощью доступных оснастки и инструментов (модульные фрезы, резцы и гребенки).

В случае неудовлетворительных результатов последующих расчетов на прочность зубьев колес можно принимать и другие значения модуля из расширенного стандартного ряда [3] (стр. 51).

2.3.4 Определение угла наклона зуба (для косозубых колес)

Для косозубых и шевронных колес угол наклона зубьев определяют по выражению

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m_n}{b_2},$$

но значение угла наклона не должно превышать 20° .

Для шевронных колес угол наклона зубьев обычно принимают от 25° до 30° .

Затем проверяют коэффициент осевого перекрытия как

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin \beta}{m_n \pi} \geq 1,12.$$

2.3.5 Определение числа зубьев у колес

Суммарное число зубьев ($z_1 + z_2$) передачи с прямыми зубьями определяют по выражению

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m}.$$

Это число должно быть целым, поэтому его округляют до ближайшего меньшего целого числа.

Число зубьев шестерни равно

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geq 17.$$

Его округляют в ближайшую сторону до целого числа. Число зубьев колеса определяют как $z_2 = z_\Sigma - z_1$. Оно также должно получиться целым.

Суммарное число зубьев ($z_1 + z_2$) передачи с косыми зубьями определяют по выражению

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m_n} \cos \beta.$$

Это число должно быть целым, поэтому его округляют до ближайшего меньшего целого числа.

Число зубьев шестерни равно

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u \pm 1} \geq 17 \cos \beta.$$

Его округляют в ближайшую сторону до целого числа.

Если число зубьев шестерни оказалось на один – два зуба меньше допустимого (минимально возможное 13), такую передачу можно выполнить, применив высотную коррекцию с целью исключения подрезания ножек зубьев. Смещение исходного контура определяют как

$$x = \frac{17 - z_1}{17} \leq 0,6.$$

Для зубчатых колес передач с внешним зацеплением обычно принимают $x_2 = -x_1$, тогда суммарное смещение будет равно нулю.

Для косозубых колес вместо x_1 и x_2 нужно подставлять $x_{n1} = x_1 / \cos \beta$ и $x_{n2} = x_2 / \cos \beta$.

Число зубьев колеса определяют как $z_2 = z_\Sigma - z_1$. Оно должно получиться целым.

Фактическое передаточное число передачи можно определить как

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

Его вычисляют с точностью до пяти знаков после запятой и используют с такой точностью в расчетах геометрии зубчатых колес.

2.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость

Расчет зубьев на изгибную выносливость является проверочным и выполняется последовательно для зубьев шестерни и колеса. Расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, не должны быть больше допустимых.

Для прямозубых колес условие выглядит как

$$\sigma_{Fi} = \frac{T_2 K_{F\partial} K_F Y_{Fi} (u \pm 1)}{b_i \cdot m \cdot a \cdot u} \leq [\sigma_F]_i,$$

а для косозубых и шевронных колес –

$$\sigma_{Fi} = \frac{T_2 K_{F\partial} K_F K_{F\alpha} Y_{Fi} Y_{\beta} (u \pm 1)}{b_i \cdot m_n \cdot a \cdot u} \leq [\sigma_F]_i,$$

где Y_{Fi} – коэффициент формы зуба шестерни или колеса, который для внешнего зацепления определяют по таблице 2.12 в зависимости от смещения колеса x и эквивалентного числа зубьев зубчатого колеса z_{vi} ;

Y_{β} – коэффициент угла наклона линии зуба.

Эквивалентное число зубьев колеса рассчитывают как

$$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta},$$

а коэффициент угла наклона линии зуба –

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{140}.$$

Таблица 2.12 – Коэффициент формы зуба Y_F

Эквивалентное (биэквивалентное) число зубьев z_{vi}	Коэффициент смещения колеса x										
	- 0,5	- 0,4	- 0,3	- 0,2	- 0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12									3,9	3,67	3,46
14							4,24	4,00	3,78	3,59	3,42
17					4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,40
20				4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,50	3,39

Продолжение таблицы 2.12

25		4,6	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,06	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,47	3,40
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,50	3,46
80	3,73	3,70	3,68	3,66	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52

Если расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, превысят допустимые более чем на 5 %, то необходимо увеличить межосевое расстояние a и повторить расчеты с п. 2.3.2 (Определение рабочей ширины колеса и шестерни, а также проверка зубьев на контактную прочность). При меньшем отклонении используют высотную коррекцию, принимая (добавляя) смещение $x_1 = -x_2 = 0,1$ и повторяют проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость.

Затем производят проверку зубьев на статическую изгибную выносливость по кратковременному пиковому (или пусковому) крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя) как

$$\sigma_{F \max i} = \sigma_{Fi} \frac{T_{\text{пуск}}}{T_1 \cdot K_{F\delta}} \leq [\sigma_{F \max}]_i.$$

Здесь значение $[\sigma_{F \max}]$ определяют по таблице 2.4.

2.3.7 Определение диаметров зубчатых колес

Ниже приведены формулы для расчета диаметров косозубых цилиндрических колес. Для прямозубых расчеты производят по тем же формулам, но $\cos \beta$ равен единице, а нормальный модуль соответственно m . Расчеты производят с точностью до пяти знаков после запятой.

Делительный диаметр шестерни определяют как

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta},$$

а колеса –

$$d_2 = 2a - d_1.$$

Диаметры (мм) окружностей вершин и впадин зубчатых колес при внешнем зацеплении находят как

$$d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1) m_n;$$

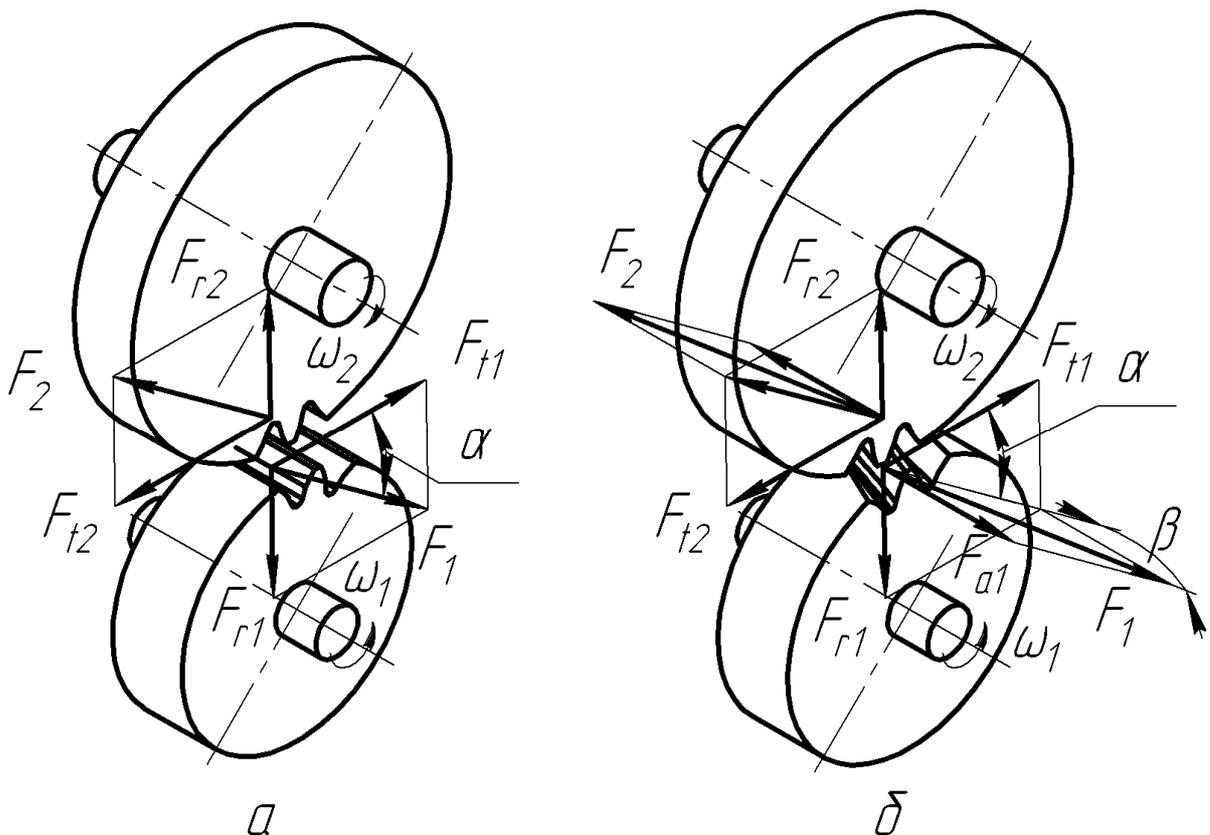
$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1) m_n;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2) m_n;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2) m_n.$$

2.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес

Ниже приведены расчетные формулы для определения проекций нормальных сил F_1 и F_2 на соответствующие и оси, возникающих в зацеплении цилиндрических передач (силы указаны условно без индекса, поскольку одинаковы для каждого колеса передачи, но направлены взаимно противоположно) и представленных на рисунке 2.4. Для прямозубой цилиндрической передачи (см. рисунок 2.4 а) проекции нормальных сил определяют следующим образом.



а – силы, приложенные к зубу в прямозубой передаче

б – силы, приложенные к зубу в косозубой передаче

Рисунок 2.4

Окружная сила, Н

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{a \cdot u} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила, Н

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Для косозубой цилиндрической передачи (см. рисунок 2.4 а и б) силы, возникающие в зацеплении, определяют следующим образом.

Окружная сила, Н

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{a \cdot u} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила, Н

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Осевая сила, Н

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Для шевронной цилиндрической передачи силы, возникающие в зацеплении, определяют следующим образом.

Окружная сила на полушеврой, Н

$$F_t = \frac{T_2(u \pm 1)}{2a \cdot u} = \frac{T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила на полушеврой, Н

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}.$$

Осевая сила на полушеврой, Н

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Осевые силы на полушевронах равны по величине и противоположны по направлению.

2.3.9 Определение консольных сил

На входном и выходном валах редукторов всех типов обычно приложены консольные радиальные (распорные) силы, возникающие под действием сил тяжести шкивов ременных передач, звездочек цепных передач и полумуфт, соединяющих валы редуктора с валами сопряженных с ним узлов и механизмов. В этом случае известны массы указанных деталей и соответственно величины и точки приложения радиальных сил (сил тяжести) на консолях валов.

Если же способ присоединения редуктора не задан как в техническом задании (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование), то их ориентировочные значения вычисляют по следующим формулам.

Консольная сила на входном валу (шестерни), Н

$$F_{к1} = 3,5\sqrt{\frac{T_2}{u}},$$

а на выходном валу (колеса), Н

$$F_{к2} = 3,5\sqrt{T_2}.$$

Точкой приложения консольных сил считают середину выходных концов валов. Направление их назначают по направлению действия силы тяжести насаживаемых деталей.

3 Расчет конической зубчатой передачи

Расчет конической зубчатой передачи производят по несколько упрощенной традиционной методике [3] используя следующие обозначения:

T – крутящий момент на валу, Н·мм;

M – изгибающий момент на валу, Н·мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

F_r – радиальная сила в зацеплении, Н;

F_a – осевая сила в зацеплении, Н;

n – частота вращения вала (зубчатого колеса), мин.⁻¹;

v – окружная скорость зубчатого венца, м/с;

u – передаточное число передачи;

d – диаметр зубчатых колес, мм;

m – модуль зубчатых колес, мм;

z – число зубьев шестерни (колеса);

α – угол зацепления, град.;

β – угол наклона линии зуба шестерни (колеса), град.;

R_e – конусное расстояние, мм;

δ – угол делительного конуса шестерни (колеса), град.;

σ – нормальное напряжение в материалах, МПа;

σ_{Hlim}^0 – предел длительной контактной выносливости, МПа;

σ_{Flim}^0 – предел длительной изгибной выносливости, МПа;

x – смещение исходного контура зубчатого зацепления.

Указанная размерность величин должна соблюдаться при вычислениях.

При вышеприведенных обозначениях нижние индексы обозначают следующее:

i – индекс зубчатого колеса в передаче (1 – относящийся к шестерне, 2 – относящийся к колесу);

H – относящийся к контактной прочности;

F – относящийся к изгибной выносливости;

t – окружной или торцовый;

r – радиальный;

a – осевой;

e – относящийся к большой окружности делительного конуса.

3.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

Выбор материалов конических зубчатых колес производят аналогично цилиндрическим (см. п. 2.1, Выбор материалов для изготовления зубчатых колес).

Для изготовления зубчатых колес конических передач применяют те же материалы, что и для цилиндрических передач.

Для объемного и поверхностного упрочнения конических зубчатых колес используют такие же методы, как и для цилиндрических колес.

3.2 Определение допустимых напряжений

3.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки

Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки конических зубчатых колес производят аналогично цилиндрическим (см. п. 3.2.1, Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки).

3.2.2 Определение допустимых напряжений

Определение допустимых напряжений конических зубчатых колес производят аналогично цилиндрическим (см. п. 2.2.2, Определение допустимых напряжений).

3.2.3 Определение коэффициентов нагрузки

Ориентировочное значение окружной скорости (м/с) на среднем диаметре зубчатого венца колеса находят из выражения

$$v_2 = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}},$$

где C_v – коэффициент, учитывающий влияние разных видов термообработки зубьев шестерни и колеса, определяют из таблицы 3.1.

Таблица 3.1 – Величина коэффициента влияния термообработки C_v ,

Вид передачи	Термообработка*				
	$Y_1 + Y_2$	$TBЧ_1 + Y_2$	$\zeta_1 + Y_2$	$TBЧ_1 + TBЧ_2$ $3_1 + 3_2$	$\zeta_1 + \zeta_2$
Прямозубая	15,0	16,0	17,5	19,5	23,5
С круговым зубом	10	10	11	11	13,5

* У – улучшение; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка поверхностная при нагреве ТВЧ; Ц – цементация

Далее из таблицы 3.2 выбирают нужную степень точности передачи.

Таблица 3.2 – Рекомендуемая степень точности передачи

Передача	Окружная скорость, м/с			
	<5	5 – 8	8 – 12,5	>12,5
Прямозубая	8	7	–	–
С круговым зубом	9	9	8	7

Нагрузку в зацеплении определяют с учетом неравномерности ее распределения между зубьями и по длине зуба, а также с учетом ее ударного приложения. Поэтому определяют коэффициенты нагрузки K_H и K_F .

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu},$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\nu},$$

где $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ – коэффициенты распределения нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. Для конических колес в зависимости от степени точности передачи (см. таблицу 3.2) их находят из таблицы 2.7, соответственно;

$K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ – коэффициенты концентрации нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости соответственно. При изготовлении конических передач обычно выбирают материал для изготовления колес твердостью меньше 350 единиц по Бринелю ($HВ_2 < 350$), тогда для прямозубых колес

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,05,$$

а для колес с круговым зубом

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0(1 - X) + X} \geq 1,1.$$

Если для изготовления колеса выбирают более твердый материал, чем $HВ350$, то $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$,

где $K_{H\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по контактной прочности (до приработки зубьев) для одноступенчатого конического редуктора принимают по колонке 2 таблицы 2.8.

Коэффициент концентрации нагрузки по изгибной прочности $K_{F\beta}$ для тех же условий изготовления прямозубых колес определяют как

$$K_{F\beta} = K_{F\beta}^0(1 - X) + X \geq 1,04,$$

а для колес с круговым зубом

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta}^0(1 - X) + X} \geq 1,08.$$

Если для изготовления колеса выбирают более твердый материал чем $HВ350$, то $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$,

где $K_{F\beta}^0$ – начальный коэффициент концентрации нагрузки по изгибной прочности (до приработки зубьев) для одноступенчатого конического редуктора принимают по колонке 2 таблицы 2.9;

$K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ – коэффициенты динамичности по контактной и изгибной прочности соответственно принимают по таблице 2.10 и 2.11, соответственно.

3.3 Расчет конической зубчатой передачи

На этом этапе выполняют расчет основных параметров зубчатой передачи конического редуктора, основные геометрические размеры которой представлены на рисунке 3.1. Принятые на рисунке обозначения будут пояснены ниже по ходу расчета передачи.

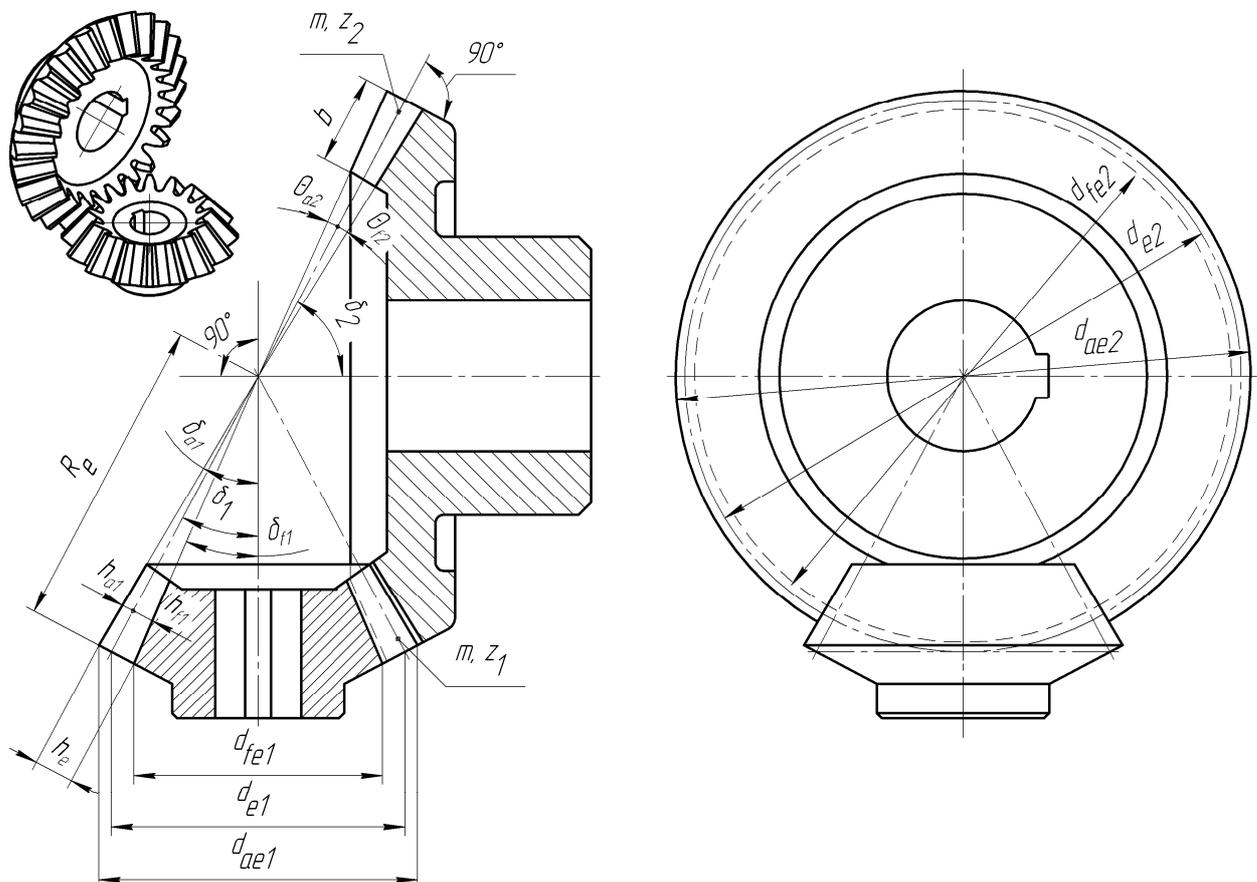


Рисунок 3.1

3.3.1 Определение диаметра основания делительного конуса

Диаметр основания делительного конуса колеса в миллиметрах приблизительно определяют как

$$d_{e2} = 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 K_{H\alpha 2} K_H}{[\sigma_H]^2 \theta_H}},$$

где θ_H – коэффициент упрочнения, который определяют по таблице 3.3.

В соответствии с единым рядом главных параметров (см. п. 2.3.1, Определение межосевого расстояния передачи) принимают ближайшее стандартное значение d_{e2} .

Таблица 3.3 – Значения коэффициентов, зависящих от термообработки

Расчетные величины	Способ упрочнения зубьев*		
	$Y_1 + Y_2$	ТВЧ ₁ + У2 $Z_1 + Y_2$ Ц ₁ + У ₂	ТВЧ ₁ + ТВЧ ₂ $Z_1 + Z_2$ Ц ₁ + Ц ₂
θ_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
θ_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$
K	18	14	11,2

* У – улучшение; З – закалка объемная; ТВЧ – закалка поверхностная при нагреве ТВЧ; Ц – цементация

3.3.2 Расчет зубьев на контактную прочность и определение ширины колеса и шестерни

Прежде всего, примерно определяют внешнее конусное расстояние (мм) по формуле

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{u^2}}.$$

В конических передачах ширина колеса (мм) и шестерни одинаковы. Ее вычисляют как

$$b = 0,285R_e.$$

Полученное значение округляют до ближайшего из ряда $Ra40$ (см. п. 2.3.1, Определение межосевого расстояния передачи).

Чтобы удостовериться в отсутствии ошибок в определении основных параметров, и обеспечить полное использование материалов зубчатой пары, проверяют возникающие в зацеплении контактные напряжения, используя выражение

$$\sigma_{Hi} = \frac{2120}{d_{e2}} \sqrt{\frac{u \cdot T_2 \cdot K_{H\delta i} \cdot K_H}{d_{e2} \theta_H}} \leq [\sigma_H]_i.$$

Отклонение напряжения не должно быть больше $\pm 5\%$ от допустимого.

Если $\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \leq 0,85$, то нужно уменьшить d_{e2} .

Затем определяют уточненное значение окружной скорости (м/с) зубчатого венца колеса по выражению

$$v_2 = \frac{0,857 d_{e2} \cdot \pi \cdot n_1}{10^3 \cdot 60 u}.$$

Уточненное значение сравнивают с ранее полученным предварительным и, в случае, если они отличаются более чем на 10% , вносят изменения в значение K_H и расчет повторяют с п. 3.2 (Определение допустимых напряжений).

Затем производят проверку зубьев на статическую контактную прочность по кратковременному пиковому или пусковому крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя), как

$$\sigma_{H \max i} = \sigma_{Hi} \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T_1 \cdot K_{H\delta i}}} \leq [\sigma_{H \max}]_i.$$

Значение $[\sigma_{H \max}]$ определяют по таблице 2.4. Если $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$, то принимают $\sigma_{H \max} = [\sigma_{H \max}]$ и d_{e2} определяют вновь (см. п. 3.3.1, Определение диаметра основания делительного конуса), при этом вместо значения T_1 ставят $T_{\text{пуск}}$, а расчеты повторяют.

3.3.3. Определение числа зубьев зубчатых колес

Вначале определяют число зубьев колеса по формуле

$$z_2 = K \cdot \sqrt[5]{u^2} \sqrt[6]{d_{e2}},$$

где K – коэффициент, выбираемый по таблице 3.3.

Затем, зная число зубьев колеса, вычисляют число зубьев шестерни по выражению

$$z_1 = \frac{z_2}{u}.$$

Полученную величину округляют до ближайшего целого числа, но не менее минимально допустимого по условиям подрезания ножек зубьев. Лучше принять число зубьев шестерни не менее 17, чтобы не использовать высотную коррекцию зубьев. Если число зубьев шестерни оказалось на один-два зуба меньше допустимого (минимально возможное 12), такую передачу можно выполнить, применив высотную коррекцию с целью исключения подрезания ножек зубьев, или изменением величины конусного расстояния R_c . Величину относительного смещения в этом случае выбирают по таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Относительное смещение конической шестерни x_{n1}

Число зубьев z_1	Передаточное число u							
	1,00	1,25	1,60	2,00	2,25	3,15	4,00	5,00
12	–	–	–	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	–	–	–	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	–	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Для зубчатых колес конических передач обычно принимают $x_{n2} = -x_{n1}$, тогда суммарное смещение будет равно нулю, при этом толщина зуба шестерни увеличивается, а колеса уменьшается.

Теперь уточняют число зубьев колеса по фактически принятому числу зубьев шестерни как

$$z_2 = z_1 u.$$

Полученную величину округляют до ближайшего целого числа и определяют фактическое передаточное число передачи. Его вычисляют с точностью до пяти знаков после запятой и используют с такой точностью в расчетах геометрии зубчатых колес.

Передаточное число уточняют по формуле

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

3.3.4. Определение модуля зубчатых колес

На этой стадии расчета находят внешний торцевой модуль в миллиметрах как

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}.$$

В случае, если в дальнейшем построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием торцевого модуля (рекомендуется), то должно быть принято его ближайшее значение из стандартного ряда (см. п. 2.3.3, Определение модуля зубчатых колес). Если же построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием нормального модуля в среднем сечении m_{nm} , то округление m_{te} до стандартного модуля не обязательно.

3.3.5 Выбор угла наклона зуба (для косозубых и с круговым зубом)

Угол наклона линии зуба β_m в середине зубчатого венца конических колес с круговым зубом обычно принимают равным 35 ($\cos \beta_m = 0,81915$), хотя иногда применяют и другую величину угла наклона линии зуба (даже нулевой).

3.3.6 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость

Расчет зубьев на изгибную выносливость является проверочным и выполняется последовательно для зубьев шестерни и колеса. Расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, не должны быть больше допустимых.

Для прямозубых и колес с круговым зубом условие выглядит как

$$\sigma_{Fi} = \frac{2,75 T_2 K_{F\partial} K_F Y_{Fi} (u \pm 1)}{b m_{te} \theta_F d_{e2}} \leq [\sigma_F],$$

где Y_{Fi} – коэффициент формы зуба шестерни или колеса, который для внешнего зацепления определяют по таблице 2.12 в зависимости от коэффициента смещения колеса x и биэквивалентного числа зубьев колеса z_{vi} . Биэквивалентное число зубьев колеса рассчитывают как

$$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_i},$$

где δ_i – угол делительного конуса в градусах, вычисляемый для колеса как

$$\delta_2 = \arctg u,$$

а для шестерни –

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

θ_F – коэффициент упрочнения, который определяют по таблице 3.3.

Если расчетные напряжения, возникающие в зубе под нагрузкой, превысят допустимые более чем на 5 %, то необходимо увеличить модуль и повторить расчеты с п. 3.3.4 (Определение модуля зубчатых колес). Можно также использовать более прочный материал или применить другую термообработку ранее выбранного. При меньшем отклонении иногда используют высотную коррекцию (см. таблицу 3.4) чтобы изменить коэффициент формы зуба Y_{Fi} , назначаемый по таблице 2.8.

Затем производят проверку зубьев на статическую изгибную выносливость по кратковременному пиковому или пусковому крутящему моменту двигателя, который был выбран из справочной литературы в п. 1.4 (Выбор приводного электродвигателя), как

$$\sigma_{F \max i} = \sigma_{Fi} \frac{T_{пуск}}{T_1 \cdot K_{F\delta}} \leq [\sigma_{F \max}]_i.$$

Значение $[\sigma_{F \max}]$ определяют по таблице 2.4.

3.3.7 Определение диаметров и углов зубчатых колес

Поскольку диаметр основания делительного конуса колеса уже определен, то теперь вычисляют диаметр делительного конуса основания шестерни (мм) как

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}$$

и уточняют значение внешнего конусного расстояния по выражению

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}.$$

Затем определяют число зубьев плоского колеса по формуле

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Далее вычисляют среднее конусное расстояние (мм) по выражению

$$R_{cp} = R_e - 0,5b.$$

Теперь может быть определен расчетный нормальный модуль (мм) в среднем сечении зуба как

$$m_{nm} = \frac{2R_{cp} \cos \beta_m}{z_c}.$$

В случае, если в дальнейшем построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием торцевого модуля m_{te} (рекомендуется), то округление нормального модуля в среднем сечении зуба до стандартного значения не нужно. Если же построение зубьев на трехмерных моделях зубчатых колес будет производиться с использованием нормального модуля в среднем сечении m_{nm} , то должно быть принято его ближайшее значение из стандартного ряда (см. п. 2.3.3, Определение модуля зубчатых колес).

Далее выполняют расчеты для определения остальных геометрических размеров колес конической передачи. Для удобства вычислений в расчетах используют нормальный модуль в среднем сечении m_{nm} . Расчеты линейных размеров производят в миллиметрах с точностью до пяти знаков после запятой, а угловых – вычисляют с точностью до градусов, минут и секунд.

Высота головки зуба в расчетном сечении

$$h_{a1} = (1 + x_{nl}) m_{nm};$$

$$h_{a2} = (1 - x_{nl}) m_{nm}.$$

Высота ножки зуба в расчетном сечении

$$h_{f1} = (1,25 - x_{nl}) m_{nm};$$

$$h_{f2} = (1,25 + x_{nl}) m_{nm}.$$

Угол ножки зуба

$$\theta_{f1} = \arctg \frac{h_{f1}}{R};$$

$$\theta_{f2} = \arctg \frac{h_{f2}}{R}.$$

Угол головки зуба

$$\theta_{a1} = \theta_{f2};$$

$$\theta_{a2} = \theta_{f1}.$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1};$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}.$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \theta_{f1};$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 + \theta_{f2}.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец, определяют как

$$\Delta h_{ae1} = 0,5b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a1};$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5b \cdot \operatorname{tg} \theta_{a2}.$$

Внешняя высота головки зуба

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1};$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2}.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2};$$

$$\Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1}.$$

Внешняя высота ножки зуба

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1};$$

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2}.$$

Внешняя высота зуба

$$h_e = h_{ae1} + h_{fe1} = h_{ae2} + h_{fe2}.$$

Диаметр вершин зубьев шестерни и колеса

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2.$$

Диаметр впадин зубьев шестерни и колеса

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1} \cos \delta_1;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2} \cos \delta_2.$$

3.3.8 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес

Ниже приведены расчетные формулы для определения проекций нормальных сил F_1 и F_2 на соответствующие и оси, возникающих в зацеплении конической передачи и показанных на рисунке 3.2.

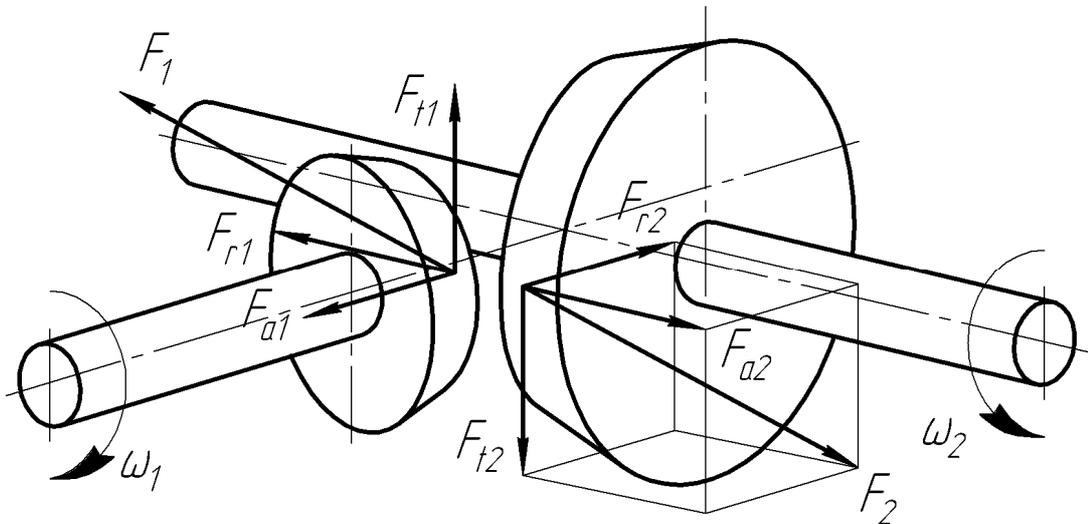


Рисунок 3.2

Окружная сила на шестерне, Н

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{0,857d_{e2}}.$$

Осевая сила на шестерне, Н

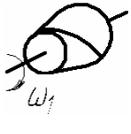
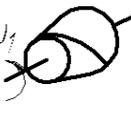
$$F_{a1} = F_{t1} \gamma_a.$$

Радиальная сила на шестерне, Н

$$F_{r1} = F_{t1} \gamma_r.$$

Коэффициенты γ_a и γ_r вычисляют по таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Формулы для расчета коэффициентов γ_a и γ_r

Схема шестерни	Направление линии зуба и вращения	Коэффициенты	
		γ_a	γ_r
	Правое, по ходу часовой стрелки	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1),$	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1),$
	Левое, против хода часовой стрелки	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1$	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1$
	Правое, против хода часовой стрелки	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 - \sin \beta_m \cos \delta_1),$	$\frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1),$
	Левое, по ходу часовой стрелки	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \sin \delta_1 - 0,7 \cos \delta_1$	а при $\beta_m = 35^\circ$ $0,444 \cos \delta_1 + 0,7 \sin \delta_1$

Окружная сила на колесе, Н

$$F_{t2} = -F_{t1}.$$

Осевая сила на колесе, Н

$$F_{a2} = -F_{r1}.$$

Радиальная сила на колесе, Н

$$F_{r2} = -F_{a1}.$$

Знак «минус» указывает на то, что направления сил противоположны.

Затем определяют консольные силы на выходных концах валов, как это делалось в п. 2.3.9 (Определение консольных сил) для цилиндрической зубчатой передачи.

4 Расчет червячной передачи

Расчет червячной зубчатой передачи производят по слегка упрощенной традиционной методике [3] используя следующие обозначения:

T – крутящий момент на валу, Н·мм;

M – изгибающий момент на валу, Н·мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н;

F_r – радиальная сила в зацеплении, Н;

F_a – осевая сила в зацеплении, Н;

n – частота вращения вала (зубчатого колеса), мин.⁻¹;

$v_{ск}$ – скорость скольжения, м/с;

u – передаточное число передачи;

d – диаметр зубчатых колес, мм;

R – радиус скруглений зубчатых колес, мм;

m – модуль зубчатых колес, мм;

q – коэффициент диаметра червяка;

z – число заходов червяка и зубьев колеса;

α – угол зацепления, град.;

γ – угол подъема витка червяка, град.;

p_1 – расчетный шаг червяка, мм;

η – коэффициент полезного действия;

φ – приведенный угол трения, град.;

K_m – коэффициент теплоотдачи;

$t_{раб}$ – рабочая температура масла, °С;

σ – нормальное напряжение в материалах, МПа;

σ_{Hlim}^0 – предел длительной контактной выносливости, МПа;

σ_{Flim}^0 – предел длительной изгибной выносливости, МПа;

x – смещение исходного контура зубчатого зацепления.

Указанная размерность величин должна соблюдаться при вычислениях.

При вышеприведенных обозначениях нижние индексы обозначают следующее:

i – индекс зубчатого колеса в передаче (1 – относящийся к шестерне, 2 – относящийся к колесу);

H – относящийся к контактной прочности;

F – относящийся к изгибной выносливости;

t – окружной или торцовый;

r – радиальный;

a – осевой.

4.1 Выбор материалов для изготовления зубчатых колес

Материалы червячных пар должны обладать антифрикционными свойствами, хорошей прирабатываемостью и повышенной теплопроводностью,

поскольку вследствие наличия трения скольжения между ними выделяется большое количество тепла.

Червяки всегда испытывают больше циклов нагружения, чем червячные колеса. Поэтому червяки обычно изготавливают из цементуемых сталей. Для ответственных передач чаще всего применяют сталь марки 18ХГТ (или подобные ей) с цементированием и закалкой до твердости HRC56 или даже HRC63. После закалки червяки шлифуют и полируют. Для передач, работающих с большими перерывами и редко испытывающих максимальные нагрузки, могут быть использованы червяки, закаленные нагревом ТВЧ до твердости от HRC56 до HRC63. В этом случае применяют стали марок 40Х, 35ХМ, 40ХН.

В качестве материала для изготовления червячного колеса, работающего при интенсивной нагрузке, используют оловянистые бронзы. При менее напряженной эксплуатации и скорости скольжения до 3 м/с могут быть использованы безоловянистые бронзы и латуни. Если передача работает эпизодически со скоростью менее 2 м/с, то могут применяться серые чугуны.

Очень часто с целью экономии дорогих медьсодержащих сплавов зубчатое колесо делают составным, зубчатый венец изготавливают из цветного сплава, а центральную часть колеса (маточину) – из стали.

Выбор материала червяка в значительной мере зависит от скорости его скольжения по червячному колесу, поэтому вначале определяют примерную величину скорости (м/с) как

$$v_{ск} = \frac{4n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_2}.$$

Затем по таблице 2.3 в зависимости от класса нагрузки, заданного в техническом задании на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование) находят коэффициент эквивалентности (приведения) по контактным нагрузкам K_{HE} , а с его учетом по таблице 4.1 выбирают группу материалов, подходящую для изготовления червячного колеса.

Таблица 4.1 – Выбор группы материалов для изготовления червячного колеса

Скорость скольжения $v_{ск}$	Коэффициент эквивалентности K_{HE}			
	более 0,4	от 0,2 до 0,4	от 0,1 до 0,2	менее 0,1
От 8 до 4	Ia	Ia	Iб	Iб
От 4 до 3	Ia	Iб	IIa	IIб
От 3 до 3	Iб	IIa	IIб	III
Менее 3	IIa	IIб	III	III

Если в техническом задании на проект указана относительная продолжительность включения редуктора (ПВ), то K_{HE} корректируют, умножая его на ПВ. Если же он не задан, то ПВ считают равным единице (безостановочная работа).

Далее переходят к выбору материала. Механические свойства материалов, применяемых для изготовления червячных колес (зубчатых венцов) приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Механические свойства материалов, применяемых для изготовления червячных колес

Группа материала по сопротивляемости	Материал	Способ* отливки	Механические свойства, МПа	
			Предел прочности σ_B	Предел текучести σ_T
Ia	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165
	Брo10Ф1	К	275	200
		З	230	140
Iб	БрО5Ц5С5	К	200	90
		З	145	80
IIa	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360
		З	450	300
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245
		К	500	230
З		425	195	
IIб	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	550	330
		К	450	295
		З	400	260
III	СЧ18	З	355**	–
	СЧ15	З	315**	–

* Ц – центробежная; К – в кокиль; З – в землю.
 ** Указан предел прочности на изгиб

4.2 Определение допустимых напряжений

4.2.1 Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки

В червячной передаче всегда лимитирует червячное колесо (поскольку оно изготовлено из менее прочного материала), поэтому режим работы и расчетная нагрузка относятся именно к нему.

Коэффициенты эквивалентности (приведения) режима работы редуктора K_{HE} и K_{FE} также как и в цилиндрических передачах определяют исходя

из класса нагрузки, заданного в техническом задании на курсовой проект (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Они определяются по таблице 2.3 в зависимости от режима термообработки.

Коэффициенты долговечности $K_{H\partial 2}$ и $K_{F\partial 2}$ в зависимости от суммарного числа циклов N_2 работы червячного колеса передачи (наработка) определяют по формулам

$$K_{H\partial 2} = K_{HE} \cdot \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_{HG}}};$$

$$K_{F\partial 2} = K_{FE} \cdot \sqrt[9]{\frac{N_2}{N_{FG}}},$$

где N_{HG} – база контактных напряжений, зависящая от твердости материала, определяемая по формуле

$$N_{HG} = 30HB^{2,4}.$$

По номограмме, приведенной на рисунке 2.1 можно перевести значения твердости из HRC в HB;

N_{FG} – база изгибных напряжений, для червячных передач принимают равной $1 \cdot 10^6$.

Наработку в течение срока эксплуатации редуктора определяют как

$$N_2 = N_p \cdot n_2 \cdot 60,$$

где N_p – ресурс работы редуктора, заданный в техническом задании на курсовой проект в часах (см. п. 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование).

Для безоловянистых бронз, латуней и чугунов (II и III группа материала по сопротивляемости) $K_{H\partial 2}$ принимают равным единице.

4.2.2 Определение допустимых напряжений

Допустимые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для червячного колеса передачи находят, используя определяемый по таблице 4.3 коэффициент износа C_v по рекомендациям, приведенным в таблице 4.4.

Приведенные в таблице 4.4 значения соответствуют компоновочной схеме редуктора с нижним расположением червяка, где зона зацепления постоянно находится в масле. Если это условие не выполняется, то следует умножить полученные по таблице значения на коэффициент 0,85.

Таблица 4.3 – Значения коэффициента износа C_v

Скорость скольжения $v_{СК}$	менее 1	2	3	4	5	6	7	более 8
Коэффициент износа C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Таблица 4.4 – Допустимые напряжения материалов

Группа материала по сопротивляемости	[σ_H], МПа,			[σ_F], МПа	[σ_{Hmax}], МПа,	[σ_{Fmax}], МПа
	Червяк цементированный	Червяк закаленный ТВЧ	Червяк улучшенный			
Ia Iб	$C_v \cdot 0,9\sigma_B$	– $C_v \cdot 0,75\sigma_B$	–	$0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$	$4\sigma_T$	$0,8\sigma_T$
IIa IIб	$300 - 25v_{СК}$ $275 - 25v_{СК}$	$275 - 25v_{СК}$ $250 - 25v_{СК}$	–			
III	–	$200 - 35v_{СК}$	$175 - 35v_{СК}$	$0,22\sigma_B$	$1,65\sigma_B$	$0,75\sigma_B$

Если передача реверсивная, то полученные значения [σ_F] умножают на коэффициент реверсивности, равный 0,8.

4.2.3 Определение коэффициентов нагрузки

При расчете червячной передачи коэффициенты нагрузки определяются дважды. Вначале при расчете основных параметров передачи, а затем при проверке передачи на прочность после их определения.

При расчете нагрузка, возникающая в зацеплении червячной передачи, неравномерно распределяется по ширине зуба, при работе возникают толчки. Коэффициент нагрузки K_{HF} для червячной передачи используют и при расчете на контактную прочность, и на изгибную выносливость.

$$K_{HF} = K_\beta K_v,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки по контактной прочности и изгибной выносливости. При постоянной нагрузке его принимают равным единице. При переменной нагрузке его предварительное значение определяют как

$$K_\beta = 0,5(K_\beta^0 + 1),$$

где K_{β}^0 – начальный коэффициент концентрации нагрузки по контактной и изгибной прочности (до приработки зубьев), для одноступенчатого цилиндрического редуктора его принимают в зависимости от заходности червяка (z_1) по рисунку 4.1. Число заходов червяка выбирают по таблице 4.5;

K_v – коэффициент динамичности. При расчете его предварительное значение принимают равным единице.

Таблица 4.5 – Определение числа заходов червяка

Передаточное число u	от 8 до 14	от 16 до 30	более 31
Число заходов z_1	4	2	1

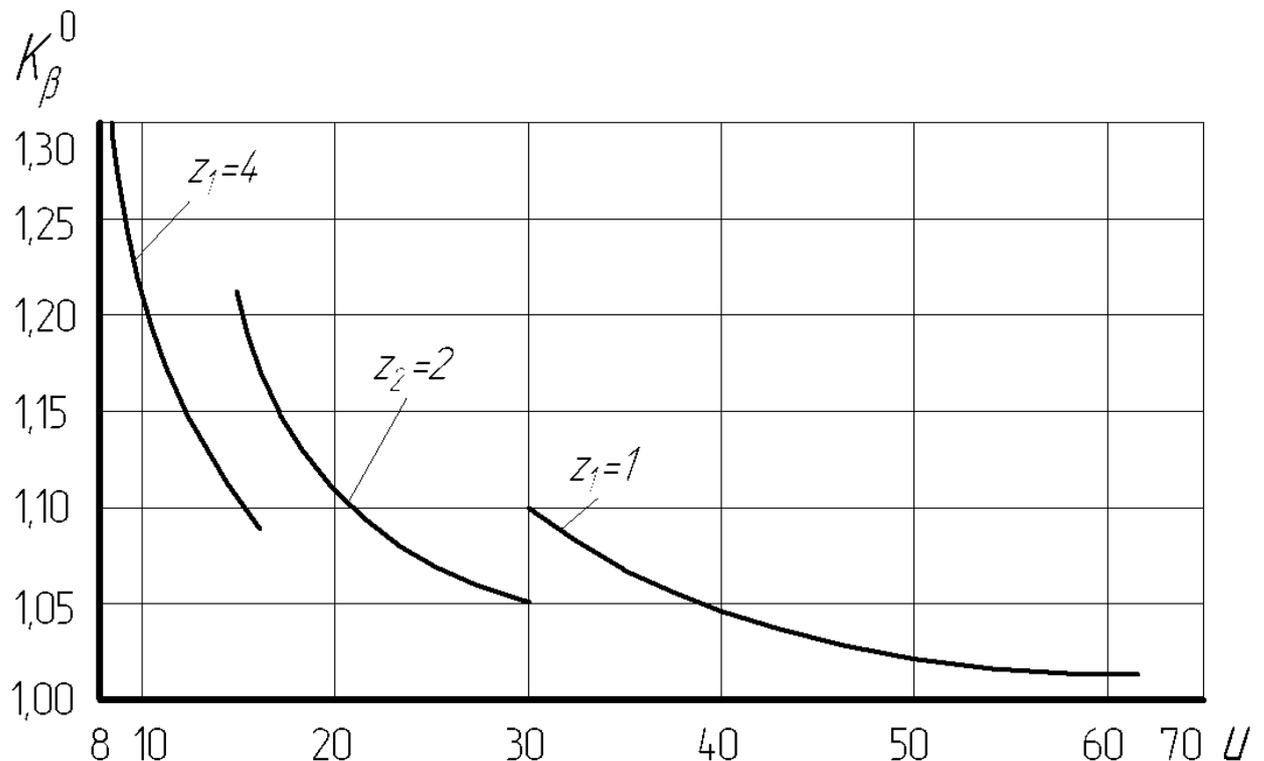


Рисунок 4.1

4.3 Расчет червячной зубчатой передачи

На этом этапе выполняют расчет основных параметров зубчатой передачи червячного редуктора, основные геометрические размеры которой представлены на рисунке 4.2. Принятые на рисунке обозначения будут пояснены ниже по ходу расчета передачи.

4.3.1 Определение межосевого расстояния

Предварительное значение межосевого расстояния в миллиметрах определяют по формуле

$$a = 61 \cdot 3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\delta 2} K_{HF}}{[\sigma_H]^2}}$$

Здесь используют предварительное значение коэффициента нагрузки K_{HF} . Допустимые контактные напряжения $[\sigma_H]$ находят по рекомендациям, приведенным в таблице 4.4 для червячного колеса передачи.

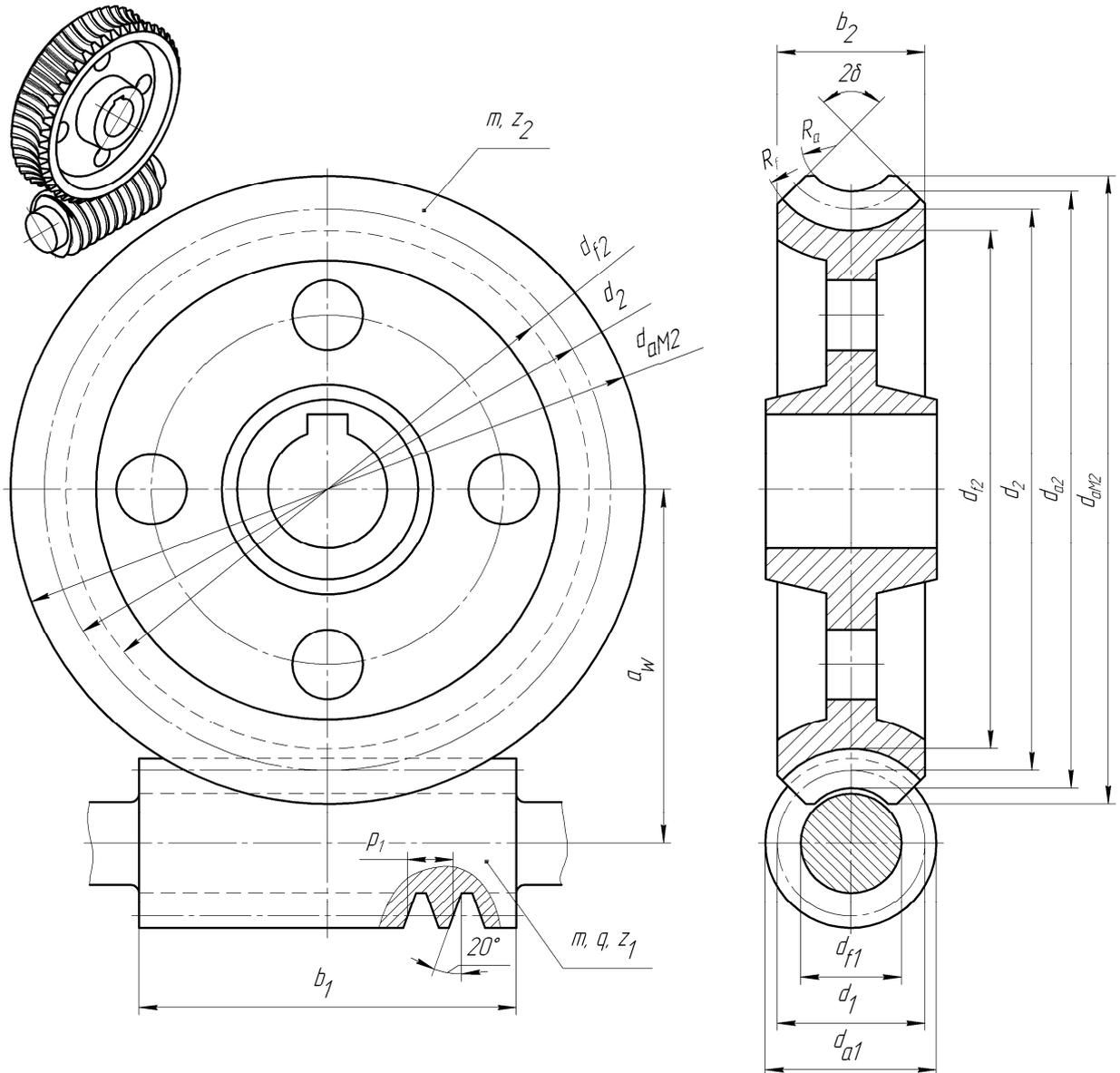


Рисунок 4.2

4.3.2 Определение числа зубьев червячного колеса

Предварительное число зубьев червячного колеса находят из выражения

$$z_2 = z_1 u.$$

4.3.3 Определение модуля и коэффициента диаметра зубчатых колес

Вначале предварительно определяют модуль m в миллиметрах по формуле

$$m = 1,6 \frac{a}{z_2},$$

который округляют до ближайшего значения из стандартного ряда (см. п. 2.3.3, Определение модуля зубчатых колес). Потом вычисляют коэффициент диаметра как

$$q = \frac{2a}{m} - z_2.$$

Полученное значение округляют до ближайшего значения из следующего стандартного ряда: 8; 10; 12,5; 14; 16; 20.

Все приведенные значения коэффициента диаметра червяка q разрешено применять при числе витков червяка z_1 , равном 1, 2 и 4. Значения коэффициента диаметра, равные 18 и 25 допустимо использовать только для однозаходного червяка.

4.3.4 Определение коэффициент смещения исходного контура

Коэффициент смещения определяют по формуле

$$x = \frac{1}{m} \left[a - \frac{m}{2} (z_2 + q) \right].$$

Он должен находиться в пределах ± 1 . Если это условие не выполняется, то изменяют a , m , z_2 , q и добиваются его соблюдения, пересчитывая параметры передачи с п. 4.3.1 (Определение межосевого расстояния). После этого определяют фактическое значение передаточного числа как

$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

4.3.5 Определение диаметров и углов зубчатых колес

Далее определяют основные геометрические размеры в миллиметрах и углы в градусах червяка и червячного колеса

Червяк.

Делительный диаметр

$$d_1 = m q.$$

Начальный диаметр

$$d_{w1} = m (q + 2x).$$

Диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2m.$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m_1.$$

Делительный угол подъема витков

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q}.$$

Начальный угол подъема витков

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Расчетный шаг червяка (расстояние между характерными точками соседних витков червяка), мм

$$p_1 = \pi m.$$

Ход витка червяка (расстояние между характерными точками соседних витков спирали одного захода), мм

$$p_{z1} = p_1 z_1.$$

Длину нарезаемой части червяка b_1^0 определяют в зависимости от заходности червяка по рекомендациям, приведенным в таблице 4.6.

Длина шлифуемого червяка равна

$$b_1 = b_1^0 + 4m,$$

а нешлифуемого –

$$b_1 = b_1^0.$$

Таблица 4.6

Коэффициент смещения x	Заходность червяка z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1^0 \geq (10,5 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (10,5 + 0,09z_2) m$
-1,5	$b_1^0 \geq (8 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (9,5 + 0,09z_2) m$
0	$b_1^0 \geq (11 + 0,06z_2) m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,09z_2) m$
+0,5	$b_1^0 \geq (11 + 0,1z_2) m$	$b_1^0 \geq (12,5 + 0,1z_2) m$
+1,0	$b_1^0 \geq (12 + 0,1z_2) m$	$b_1^0 \geq (13 + 0,1z_2) m$

Червячное колесо.

Делительный диаметр

$$d_2 = m z_2.$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x).$$

Наибольший диаметр колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Диаметр впадин

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x).$$

Радиус линии головок зубьев колеса, который обязательно проставляют на чертеже, поскольку он должен быть изготовлен на заготовке червячного колеса перед нарезанием зубьев, находят по формуле

$$R_a = 0,5d_1 - m.$$

Радиус линии ножек зубьев колеса. Этот размер не указывают на чертежах, поскольку он образуется автоматически при нарезании фрезой зубьев на колесе, определяют как

$$R_f = 0,5d_1 + 1,2m.$$

Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q + 2x}.$$

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 = \psi_a a,$$

где ψ_a – коэффициент ширины зубчатого венца. Принимают равным 0,355 для одно и двухзаходных червяков, и равным 0,315 для четырехзаходных.

4.3.6 Проверочный расчет зубьев на контактную прочность

После расчета основных параметров червячной передачи (межосевого расстояния a , модуля зацепления m , коэффициента диаметра червяка q , числа заходов червяка z_1 , числа зубьев колеса z_2 , начального диаметра червяка d_{w1} и др.) производят проверочный расчет зубьев на контактную прочность и изгибную выносливость. Для этого определяют уточненный коэффициент K_{HF} , который вычисляют по той же формуле (см. п 4.2.3, Определение коэффициентов нагрузки), подставляя уточненные коэффициенты K_β и K_v . Они определяются следующим образом.

Коэффициент концентрации нагрузки по контактной и изгибной прочности K_β при проверочном расчете определяют как

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X).$$

где θ – коэффициент деформации червяка, определяют по таблице 4.7 в зависимости от заходности червяка z_1 и коэффициента его диаметра q .

Таблица 4.7

Число заходов червяка z_1		Коэффициент диаметра червяка q					
		8	10	12,5	14	16	20
1	γ	7°7'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°25'
	θ	72	108	154	176	225	248
2	γ	14°2'	11°19'	9°6'	8°8'	7°7'	5°43'
	θ	57	86	121	140	171	197
4	γ	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°2'	11°19'
	θ	47	70	98	122	137	157

Коэффициент режима X определяют по таблице 2.3.

Коэффициент динамичности по контактной и изгибной прочности K_v при проверочном расчете определяют в зависимости от окружной скорости колеса по таблице 2.10, как коэффициент K_{Hv} для цилиндрических передач, имеющих твердость рабочих поверхностей зубьев колес меньше 350 единиц по Бринеллю ($HV \leq 350$) и ту же степень точности, т.е. по знаменателю строка «а». Окружную скорость колеса (м/с) вычисляют как

$$v_2 = \frac{\pi m z_2 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}.$$

Степень точности передачи также определяют по номограмме, приведенной на рисунке 2.2 в зависимости от окружной скорости колеса.

Затем находят фактическую скорость скольжения (м/с) по формуле

$$V_{ск} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3 \cos \gamma_w}.$$

По фактической скорости скольжения, пользуясь таблицей 4.3 снова определяют коэффициент C_v , а затем в соответствии с указаниями таблицы 4.4 уточняют значения допустимых напряжений $[\sigma_H]$ и $[\sigma_F]$ для материала колеса.

Далее определяют фактическое контактное напряжение как

$$\sigma_{H2} = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{HF}}{d_{w1}}} \leq [\sigma_H]_2.$$

Отклонение напряжения не должно быть больше $\pm 5\%$ от допустимого. Если фактические напряжения меньше допустимых более чем на 10% , то целесообразно подобрать более дешевый материал для изготовления червячного колеса. Если $\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \leq 0,85$, то нужно уменьшить межосевое расстояние a из единого ряда размеров и вновь определить σ_H .

Далее проверяют зубья на статическую контактную прочность по формуле

$$\sigma_{H \max 2} = \sigma_{H2} \sqrt{\frac{T_{пуск}}{T_1 \cdot K_{H\delta 2}}} \leq [\sigma_{H \max}]_2.$$

Значение $[\sigma_{H \max}]$ определяют по таблице 4.4. Если $\sigma_{H \max} > [\sigma_{H \max}]$, то принимают $\sigma_{H \max} = [\sigma_{H \max}]$ и a определяют вновь

(см. п. 4.3.1, Определение межосевого расстояния), при этом вместо значения T_1 ставят $T_{\text{пуск}}$, а расчеты повторяют.

4.3.7 Проверочный расчет зубьев на изгибную выносливость

Проверку зубьев червячного колеса на изгибную выносливость производят по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{1,54 T_2 K_{F\partial 2} K_{HF} Y_{F2} \cos \gamma_w}{m d_{w1} d_2} \leq [\sigma_F]_2,$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба, определяемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев по таблице 4.8.

Эквивалентное число зубьев червячного колеса вычисляют как

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w}.$$

Далее проверяют зубья червячного колеса на статическую изгибную выносливость как

$$\sigma_{F \max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{\text{пуск}}}{T_1 \cdot K_{F\partial 2}} \leq [\sigma_{F \max}]_2.$$

Значение $[\sigma_{F \max}]$ определяют по таблице 4.4.

Таблица 4.8

Эквивалентное число зубьев z_{v2}	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Коэффициент формы Y_{F2}	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

4.3.8 Тепловой расчет червячной передачи

Поскольку коэффициент полезного действия червячного редуктора не высок, при его работе выделяется большое количество тепловой энергии, что может привести к перегреву масла и заклиниванию редуктора. Поэтому необходима проверка величины рабочей температуры смазывающего передачу масла.

Вначале определяют КПД редуктора по формуле

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)},$$

где φ – приведенный угол трения, зависит от материала червячного колеса и скорости скольжения, находят по таблице 4.9.

Затем определяют мощность на червяке как

$$P_1 = \frac{T_2 n_2}{10^3 \eta 9550}.$$

Таблица 4.9

Скорость скольжения $v_{ск}$, м/с	Приведенный угол трения φ	
	I группа материала	I, II и III группа материала
0,01	5°40'	6°50'
0,10	4°30'	5°10'
0,25	3°40'	4°20'
0,50	3°10'	3°40'
1,00	2°20'	3°10'
1,50	2°20'	2°50'
2,00	2°00'	2°30'
2,50	1°40'	2°20'
3,00	1°30'	2°00'
4,00	1°20'	1°40'
7,00	1°00'	1°30'
10,00	0°55'	1°20'
15,00	0°50'	1°10'

Обычно редукторы не снабжают дополнительными вентиляторами, отводящими тепло от его корпуса струей воздуха. Температура нагрева смазывающего масла ($^{\circ}\text{C}$) в масляной ванне червячного редуктора без обдува его вентилятором определяют по формуле

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1 - \eta)P_1}{K_m A(1 + \psi)} + 20^{\circ} \leq [t]_{\text{раб}},$$

где K_m – коэффициент теплоотдачи, обычно принимают равным от 9 до 17 Вт/(м²· $^{\circ}\text{C}$) в зависимости от условий охлаждения редуктора (большие значения выбирают при хороших условиях охлаждения);

A – поверхность охлаждения корпуса, м^2 . Равна поверхности всех стенок и ребер, кроме поверхности дна. На этом этапе ее можно приближенно принять по таблице 4.10 в зависимости от межосевого значения передачи;

ψ – коэффициент, учитывающий отвод тепла от корпуса редуктора в раму или металлическую плиту основания, принимают равным 0,3;

$[t]_{\text{раб}}$ – максимально допустимая рабочая температура нагрева смазывающего передачу масла, при которой оно еще не теряет нужных свойств, обычно принимают равной $95\text{ }^\circ\text{C}$.

Таблица 4.10

Межосевое расстояние a , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
Поверхность охлаждения A , м^2	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

4.3.9 Определение сил, возникающих в зацеплении зубчатых колес

Ниже приведены расчетные формулы для определения проекций нормальных сил F_1 и F_2 на соответствующие и оси, возникающих в зацеплении червячной передачи и представленных на рисунке 4.3.

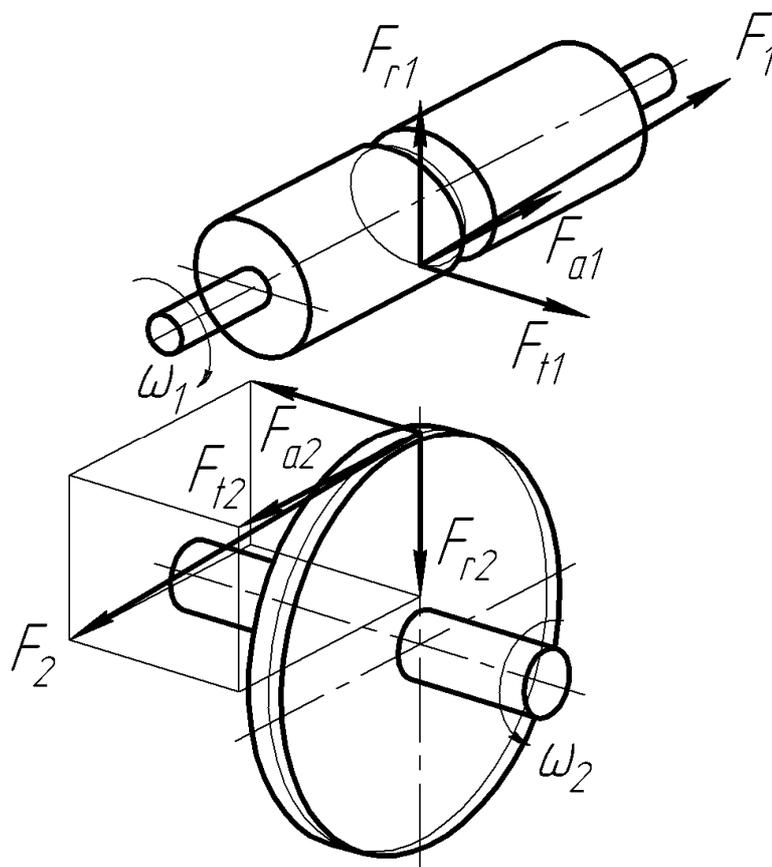


Рисунок 4.3

Окружная сила на червяке, Н

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{d_{w1}u\eta}.$$

Осевая сила на червяке, Н

$$F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Радиальная сила на червяке, Н

$$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

Поскольку стандартный угол зацепления α равен 20° , поэтому

$$F_{r1} = 0,364F_{t2}.$$

Окружная сила на колесе, Н

$$F_{t2} = -F_{a1}.$$

Осевая сила на колесе, Н

$$F_{a2} = -F_{t1}.$$

Радиальная сила на колесе, Н

$$F_{r2} = -F_{r1}.$$

Знак «минус» указывает на то, что направления сил противоположны.

Затем определяют консольные силы на выходных концах валов, как это делалось в п. 2.3.9 (Определение консольных сил) для цилиндрической зубчатой передачи.

5 Построение трехмерных моделей зубчатых колес

В настоящих методических указаниях все примеры и комментарии по построению трехмерных моделей, графических и текстовых документов в среде КОМПАСа сделаны для стандартной (заводской) настройки интерфейса машиностроительного профиля в стиле Microsoft® Office 2003.

Существует несколько общих для всех электронных моделей правил (как для деталей, так и сборочных единиц), которые необходимо выполнять во избежание потери информации и накопления неточностей в документах.

Прежде всего, на USB устройстве флеш-памяти рекомендуется создать новую папку с названием, включающим личные данные студента – «Фамилия, группа, тип редуктора, вариант», в которую будут сохраняться все файлы, связанные с выполнением курсового проекта, как это показано на рисунке 5.1 (имя папки в заголовке окна).

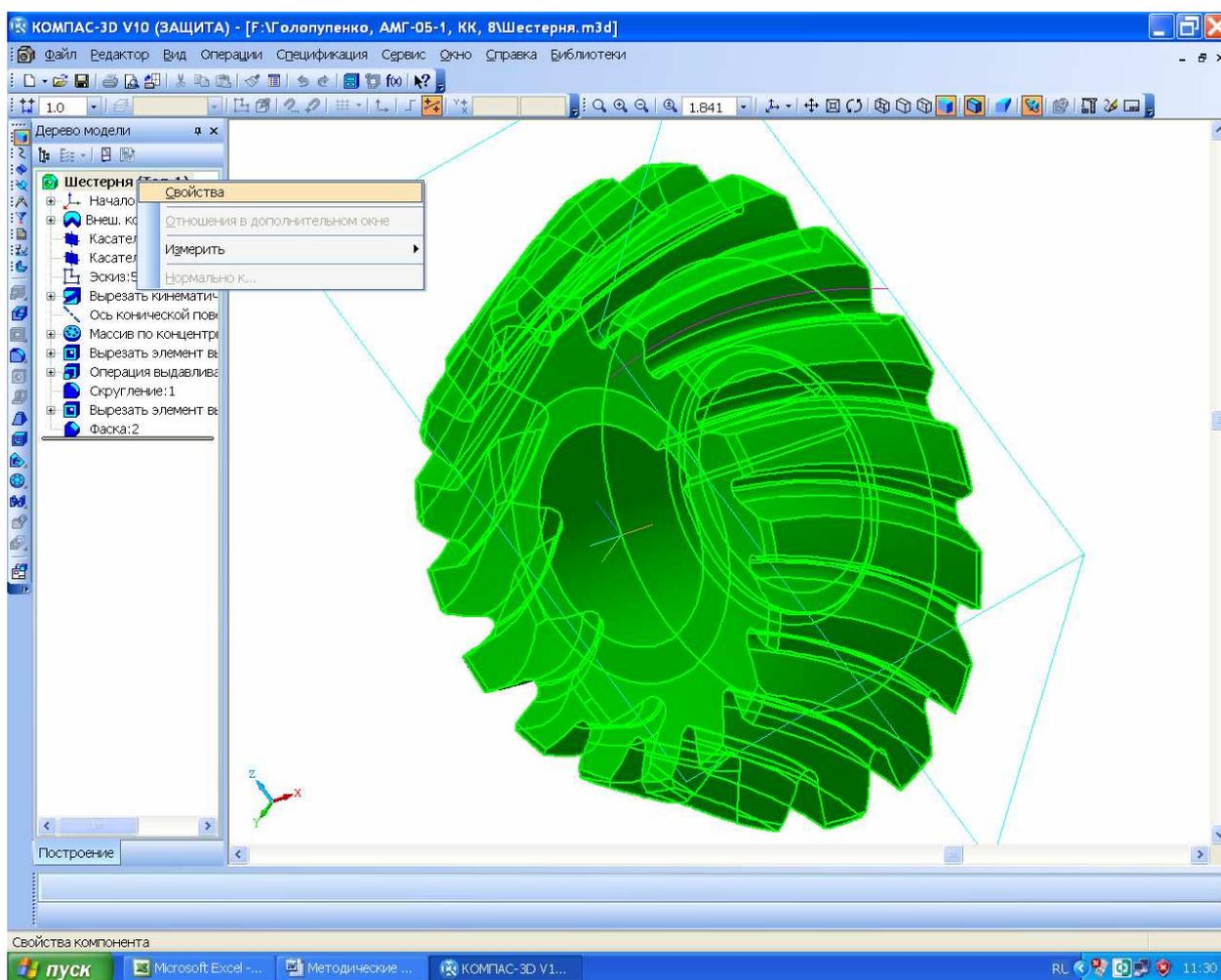


Рисунок 5.1

Ни в коем случае нельзя забывать сохранять файлы под узнаваемыми в последствии именами, например, «Шестерня», «Колесо», «Вал тихоходный», «Крышка проходная», «Редуктор» и всегда в одну и ту же папку.

Как на стадии построения трехмерной модели детали, так и впоследствии при ее редактировании нужно обязательно заполнить ячейки панели свойств файла детали. Для этого нужно навести курсор в дереве построения на его верхнюю строчку, и нажать правую кнопку мышки. Появится подменю, в котором следует выбрать строчку «Свойства» и нажать левую кнопку мышки (см. рисунок 5.1).

В нижней части экрана монитора, как это показано на рисунке 5.2, появится панель «Свойства», где обязательно заполняют ячейку «Наименование» присваивая детали состоящее из одного-двух слов имя (лучше такое же, как и имя файла).

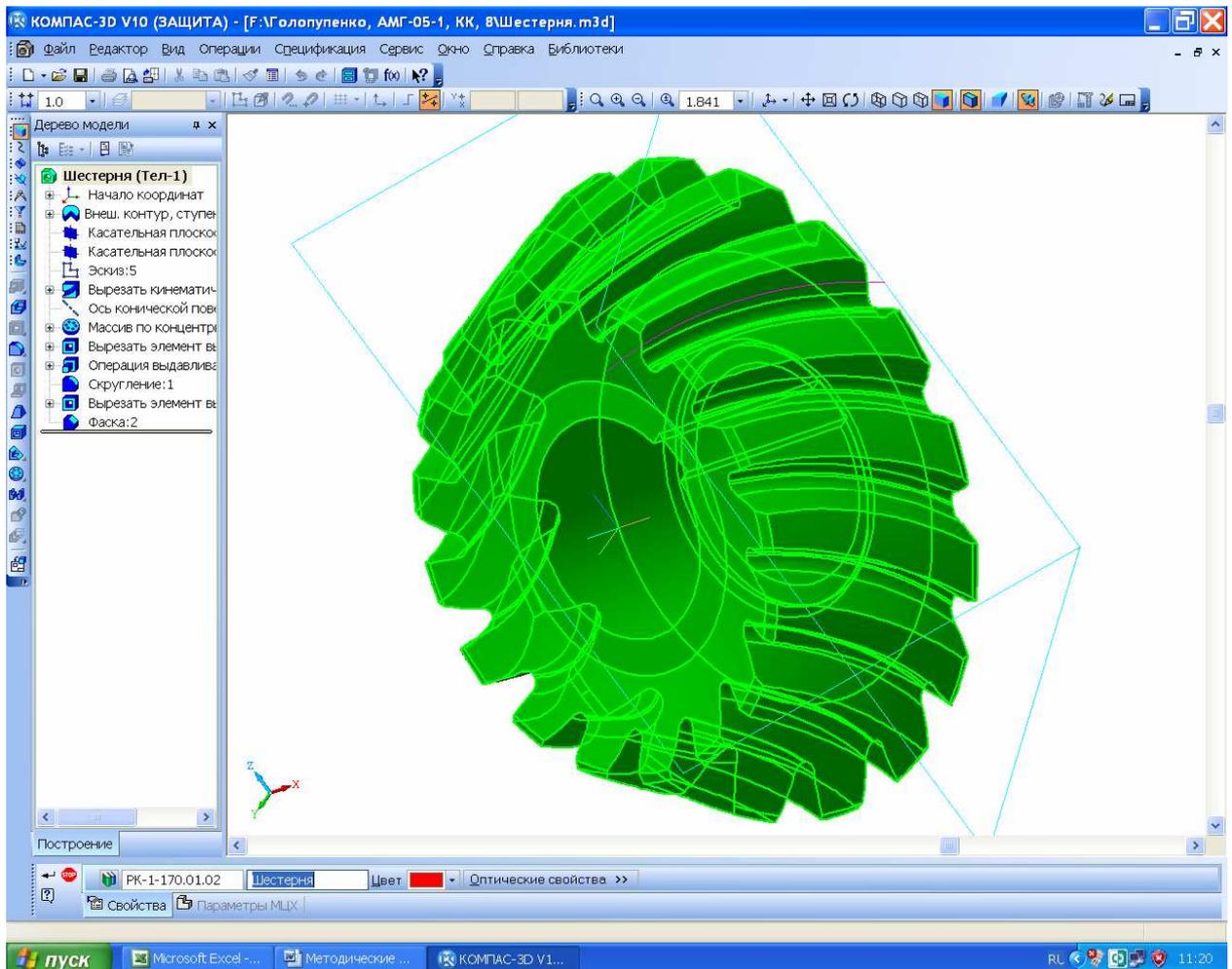


Рисунок 5.2

По возможности на этой стадии заполняют «Обозначение», Но перед выпуском чертежей в печать оно обязательно должно быть проверено и заполнено в соответствии со спецификацией к сборочной единице, в которой деталь будет участвовать как составная часть. Тоже касается сборок, за исключением выбора материала, поскольку он выбирается для каждой детали в отдельности. Для этого открывают закладку «Параметры МЦХ», как это показано на рисунке 5.3, и выбирают «Материал», из которого деталь должна изготавливаться. По умолчанию программа предлагает заложить в качестве

материала «*Сталь 10 ГОСТ 1050-88*» и если не изменить его, то именно этот материал будет в последствии передан в чертеж детали. Чтобы сохранить выбранные параметры нужно нажать на кнопку  «Создать объект» на панели «Свойства детали».

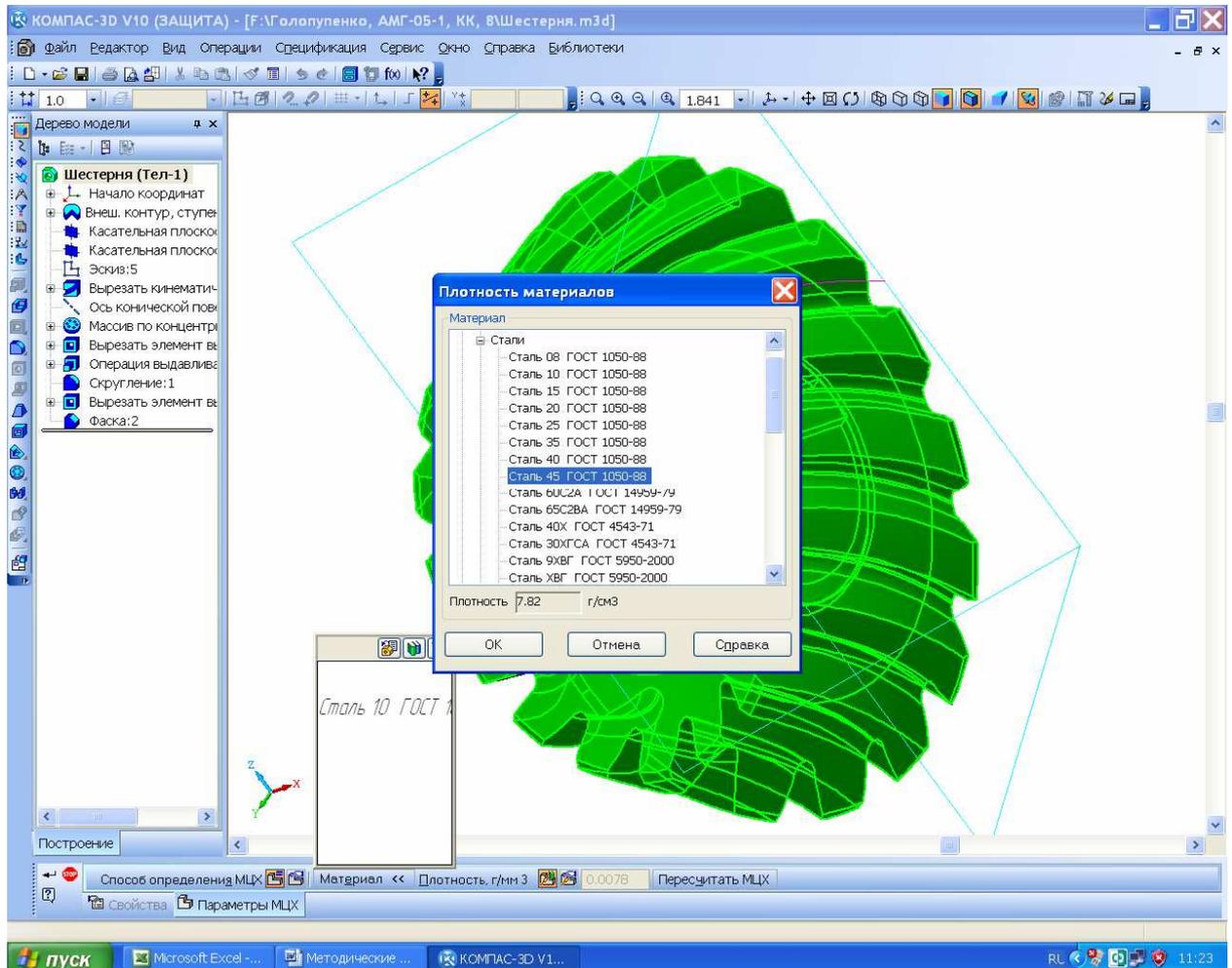


Рисунок 5.3

Часто изображения основных плоскостей и осей мешают восприятию изображения трехмерной модели и их скрывают при помощи команды «Вид→Скрыть». Можно даже «Скрыть все вспомогательные объекты».

Чтобы понимать приведенное ниже описание процедур работы в КОМПАСе, студент должен параллельно пробовать выполнять их на компьютере в работающей программе.

5.1 Построение зубчатых колес цилиндрической передачи

Завершив расчет зубчатой передачи, переходят к построению электронных моделей зубчатых колес, которые выполняют в библиотеке КОМПАС-SHAFT 2D, используя в качестве исходных данных результаты некоторых промежуточных расчетов, сделанных ранее.

Для начала построения создают новый файл КОМПАСа в формате «Чертеж» или «Фрагмент» и сохраняют его под узнаваемым в последствии именем, например, «Шестерня», или «Колесо», в зависимости от того, с какой детали зубчатого зацепления начинают построения. Потом в меню «Менеджер библиотек» открывают библиотеку «Расчет и построение» и КОМПАС-SHAFT 2D, а затем команду «Построение модели». В выпавшем меню нажимают кнопку «Новая модель», а в новом подменю «Выбор типа отрисовки» выбирают, например, «В полуразрезе» и нажимают курсором «ОК», как это показано на рисунке 5.4.

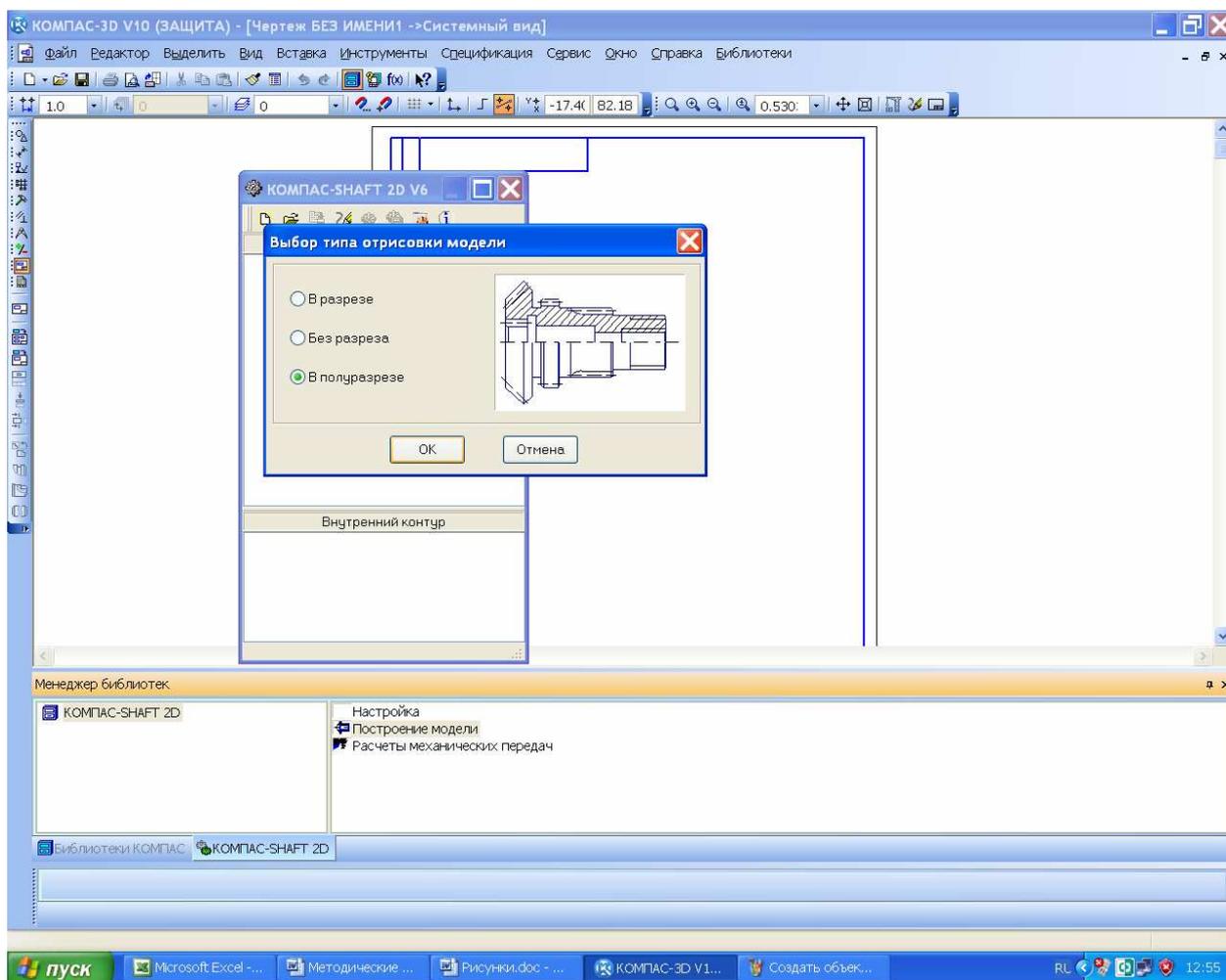


Рисунок 5.4

Курсором вида «крест» + привязываются к началу координат на экране монитора, нажимая левую кнопку мышки. При этом вновь открывается меню КОМПАС-SHAFT 2D, где в верхнем окне «Внешний контур» появилось дерево построения модели. Выбирают именно верхнее окно, поскольку в проектируемом редукторе используются только колеса внешнего зацепления.

Нажимают на кнопку «Элементы механических передач» и выбирают в выпавшем подменю тип зубчатой передачи, которую требуется по-

строить в курсовом проекте, например,  «Шестерню цилиндрической зубчатой передачи». Это видно на рисунке 5.5. После этого выпадает новое подменю расчета соответствующей передачи. На этом этапе, как показано на рисунке 5.6, есть возможность задать фаски и галтели торцов зубчатых колес передачи, затем нажать на кнопку «Запуск расчета». Появляется новое подменю, в котором можно выбрать последовательность расчета из предложенных программой вариантов, – «Геометрический расчет», «Расчет на прочность» и «Расчет на долговечность».

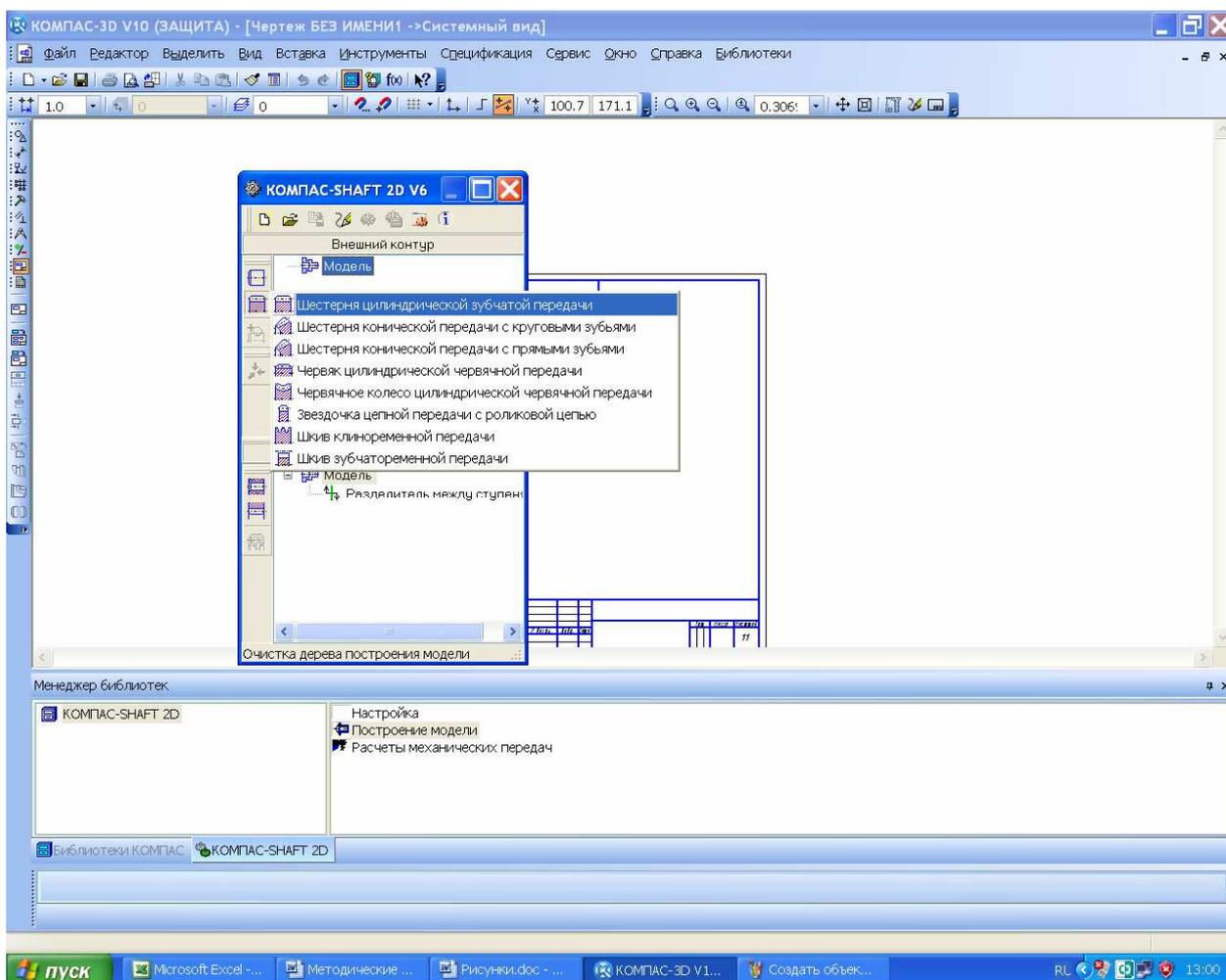


Рисунок 5.5

Начинают с геометрического расчета, кнопки других расчетов пока недоступны. Далее выпадает подменю «Вариант расчета» с выбором «По межосевому расстоянию», «По коэффициентам смещения», «По диаметрам вершин колес». Можно выбирать любой вид расчета, например, «По коэффициентам смещения», который предлагается программой по умолчанию, как это видно на рисунке 5.7. Остальные способы обычно применяются при расчете специальных и многоступенчатых редукторов, когда конструктору нужно «вписать» редуктор в конкретные компоновочные раз-

меры узла или агрегата машины или использовать готовые колеса, уже применяющиеся в выпускаемых предприятием машинах, но можно выбрать и их.

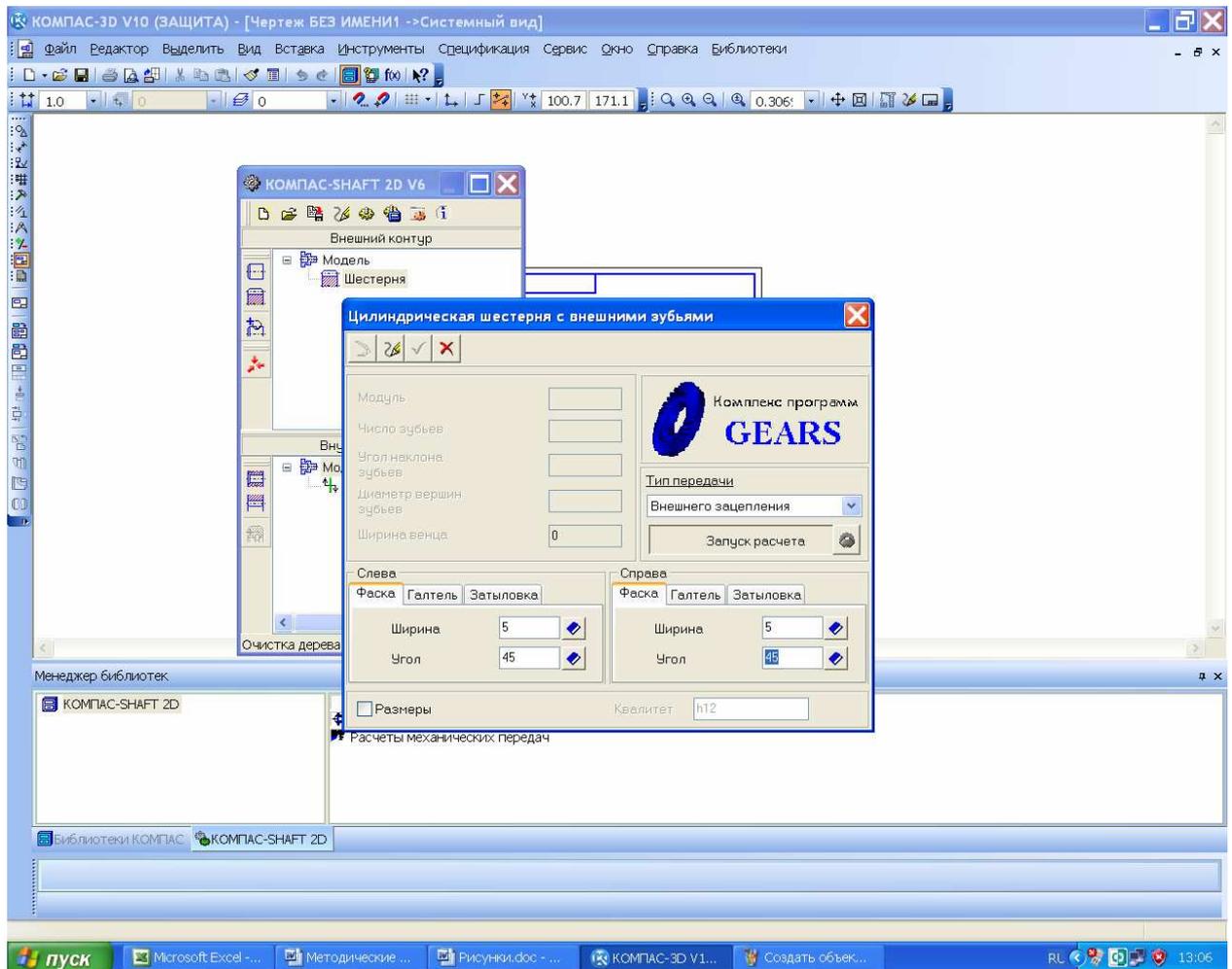


Рисунок 5.6

Нажав на кнопку «По коэффициентам смещения», открывают «Страницу 1» расчета и заполняют доступные для ввода исходной информации ячейки в соответствии с рисунком 5.8. В некоторых из них, например, «2. Модуль, мм» есть кнопка, открывающая список стандартных значений, из которого можно выбрать подходящее. Другие, например, «Коэффициент смещения исходного контура» имеют кнопку  встроенного калькулятора, нажав на которую пользователь запускает расчет этой величины, которая затем предлагается как рекомендуемая, хотя можно ввести любую другую. Если на первой странице введено достаточно информации, становится доступной к открыванию «Страница 2», на которой по умолчанию приведены степень точности изготовления зубчатых колес «7-С» и диаметры вершин зубьев. Эти параметры можно изменить, в случае необходимости, а затем нажать на кнопку  «Расчет» в виде калькулятора.

После этого в окне «Ход расчета» появится сообщение о том, что контролируемые параметры зацепления находятся в норме (как это видно из

рисунка 5.9), или о том, что отдельные из них не соответствуют требованиям, предъявляемым к конкретному зацеплению, и они должны быть изменены. В этом случае необходимо вернуться на «Страницу 1» расчета и изменить некоторые исходные данные.

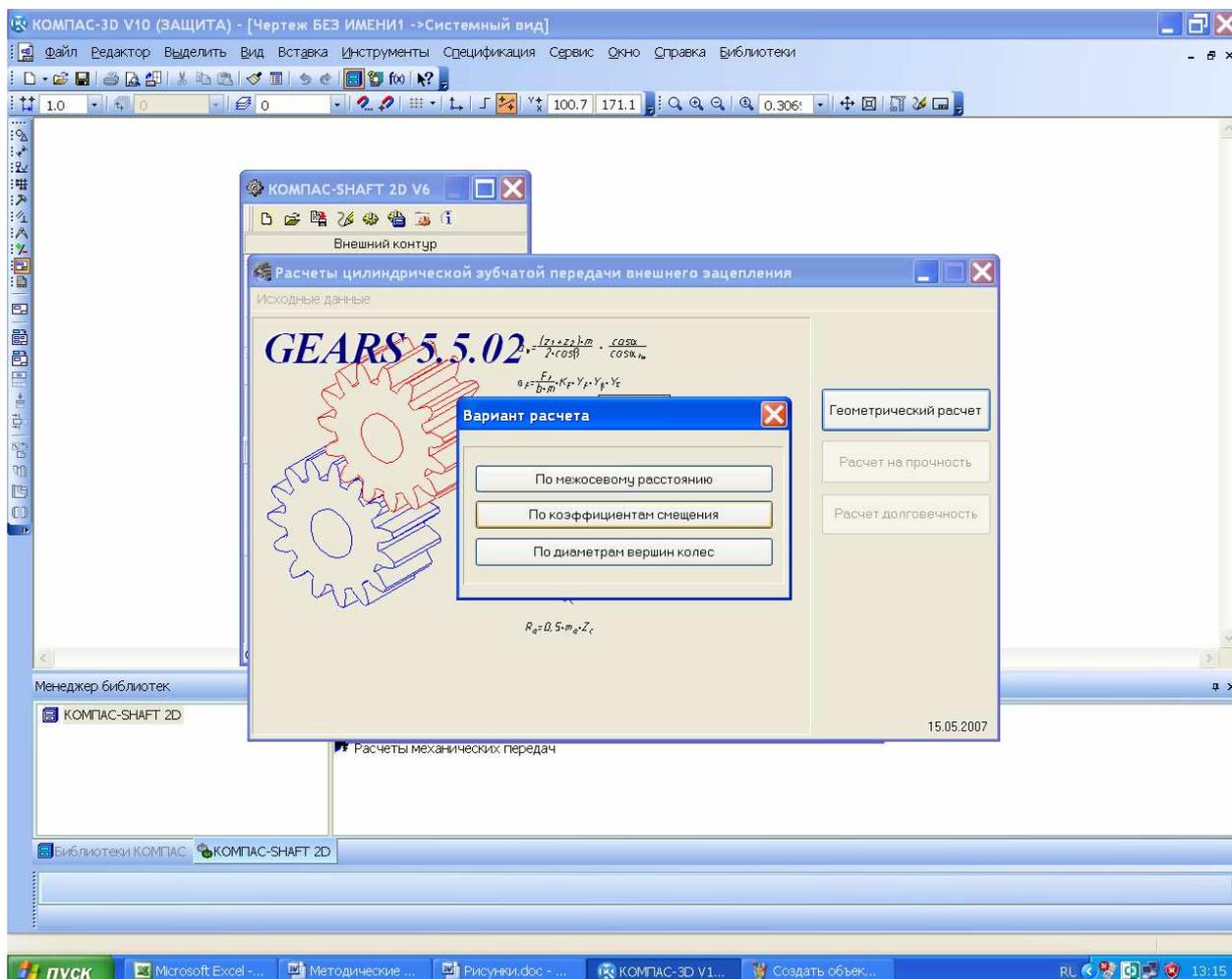


Рисунок 5.7

Затем нажимают на кнопку  «Просмотр результатов расчета», а в появившемся окне «Результаты расчета» – на кнопку  «Сохранить» и на кнопку  «Печать», как это видно на рисунке 5.10. Получают распечатанную на бумаге таблицу с исходными данными и результатами расчета зубчатой передачи, которую затем подшивают в Приложение А пояснительной записки к курсовому проекту. Далее результаты всех компьютерных расчетов также должны быть отпечатаны на бумаге и подшиты в соответствующий раздел приложений пояснительной записки.

После успешного завершения геометрического расчета нажимают на кнопку  «Возврат в главное меню» и приступают к следующему этапу расчетов «Расчет на прочность». При этом снова открывается «Страница 1» подменю «Расчет на прочность при действии максимальной нагрузки», в котором заполняются ячейки исходных данных.

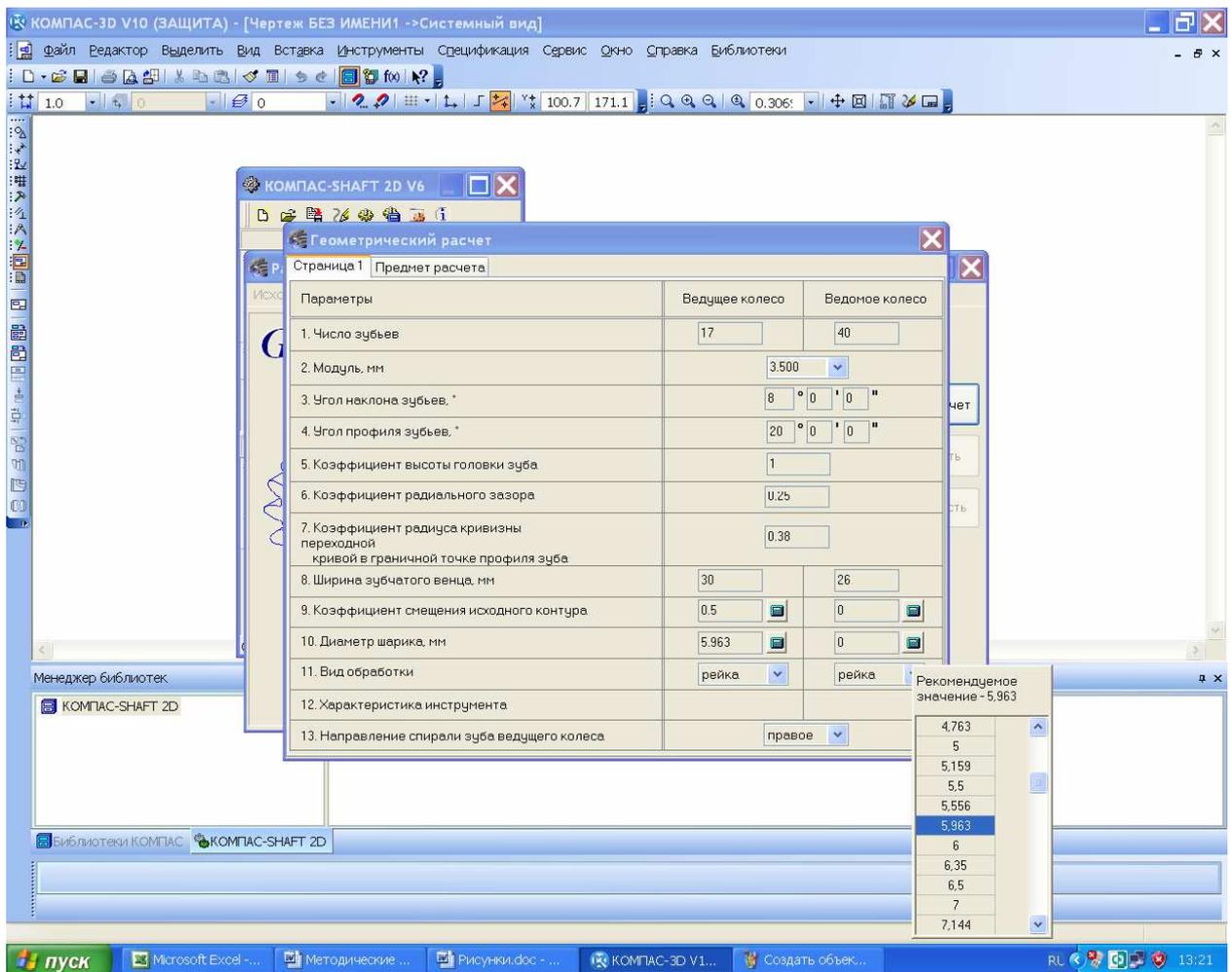


Рисунок 5.8

Рядом с ячейками параметров 1 и 2 имеются дополнительные кнопки , нажатие на которые открывает дополнительные подменю, в которых пользователь может выбрать нужную расчетную схему редуктора (для цилиндрического одноступенчатого редуктора это шестая схема). Материалы, из которых будут изготавливаться зубчатые колеса, – нужно выбрать те же материалы, которые уже закладывались в расчеты в п. 2.1 (Выбор материала зубчатых колес и определение допустимых напряжений). Нажатие на кнопку  в графе «2. Материал зубчатых колес» открывает меню с сокращенным перечнем свойств материалов. Для получения развернутого перечня свойств в нем следует нажать на кнопку  «Вывести отчет о материале» (некоторые значения могут отличаться от принятых ранее при расчете зубчатой передачи в п. 2.1, Выбор материала зубчатых колес и определение допустимых напряжений), но это допустимо. Если нужной марки стали (или другого материала) нет в предлагаемом программой перечне, то в графе «2. Материал зубчатых колес» указывают нужную марку, а в графах 3 и 4 вручную вводят ее допускаемые напряжения по контакту и изгибу, взятые из других источников. Далее вводят «Расчетную нагрузку», в качестве которой используют крутящий момент в зацеплении, и «Число оборотов на ведущем валу», а

затем нажимают на кнопку  «Расчет», которая, при правильном вводе исходных данных, становится доступной. Проверяют результаты расчета и следят за тем, чтобы коэффициенты запаса прочности по контактным напряжениям и напряжениям изгиба (последние строчки соответствующих блоков таблицы результатов) были больше единицы. Печатают на бумаге результаты и подшивают в пояснительную записку к курсовому проекту.

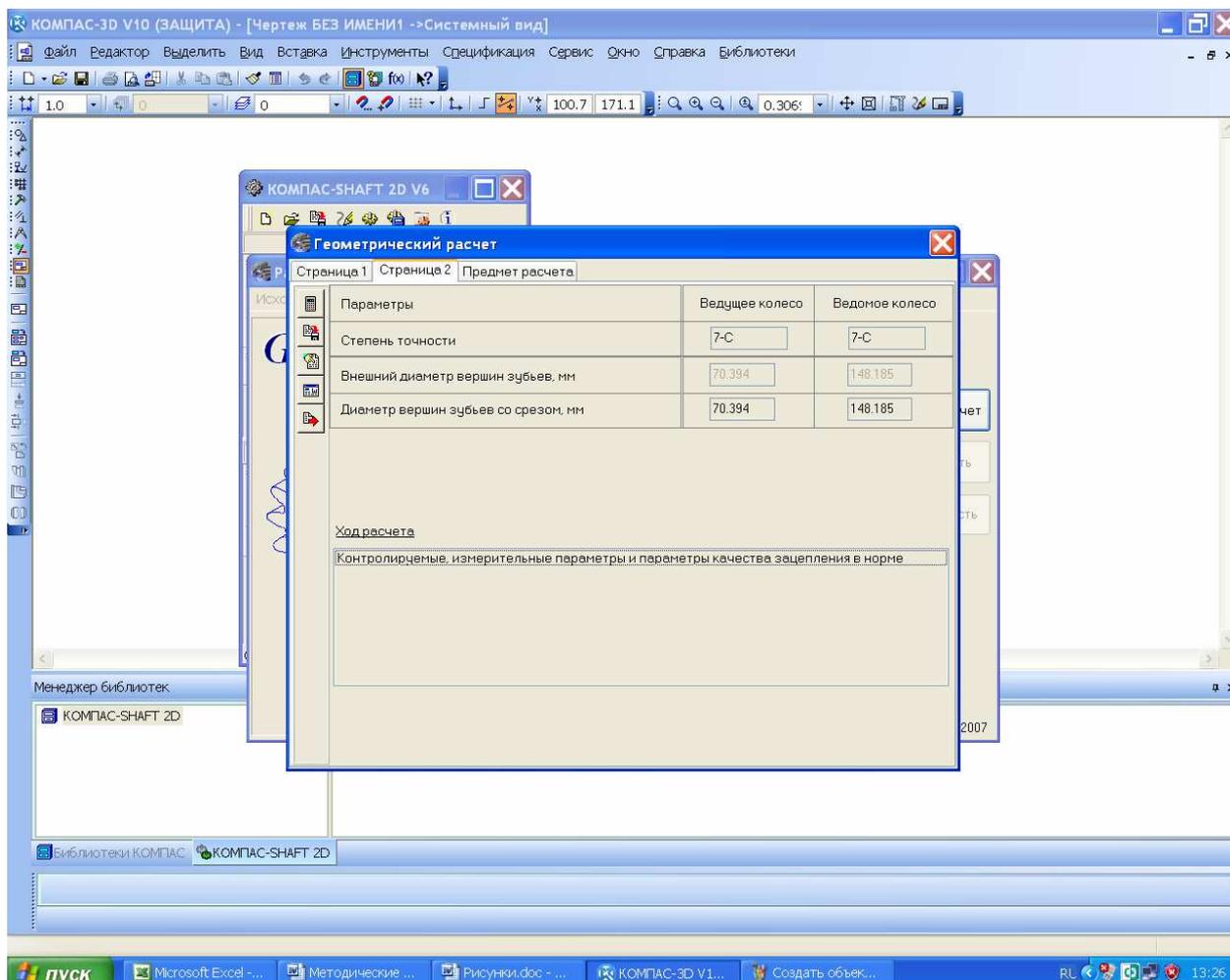


Рисунок 5.9

Затем вновь возвращаются в главное меню с помощью кнопки  и приступают к последнему виду расчетов «Расчет на долговечность». Открывается «Страница 1» подменю, в которой по результатам проведенных расчетов уже заполнены почти все ячейки кроме ячейки «Базовый ресурс и его размерность». Если в задании на курсовой проект содержатся особые требования по составу и качеству нагрузки, а также реверсивности работы редуктора, то они должны быть отражены в ячейках параметров с восьмого по одиннадцатый. Далее нажимают кнопку «Режим нагружения», расположенную рядом с кнопкой «Страница 1» и на кнопку  «Добавить режим». Вводят исходную нагрузку в ячейки «Контакт» и «Изгиб» (крутящий

момент, передаваемый зацеплением), «Частоту вращения шестерни» и «Число циклов» нагружений за весь срок службы редуктора.

Затем нажимают на кнопку  «Расчет», проверяют и печатают результаты расчета, которые потом подшивают в пояснительную записку к курсовому проекту.

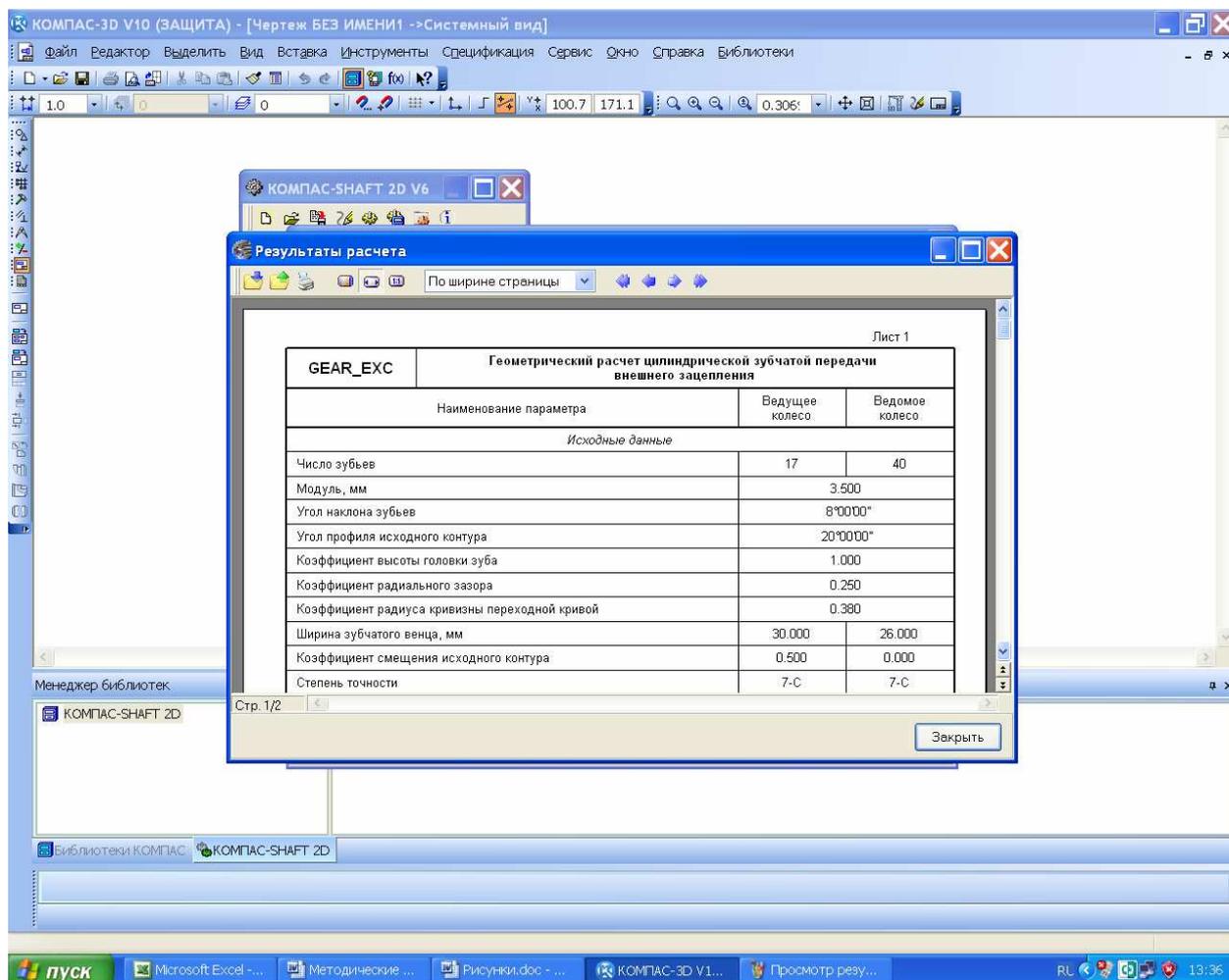


Рисунок 5.10

Чтобы завершить расчеты, возвращаются в главное меню, нажимая кнопку  (здесь можно заново пересчитать параметры зубчатого зацепления, если полученные результаты недостаточно хороши) и закрыть его. Появляется новое подменю «Выбор объекта построения», в котором можно выбрать построение шестерни или колеса, как это видно из рисунка 5.11. Нажатие кнопки «ОК» делает активным меню «Цилиндрическая шестерня с внешними зубьями», в котором можно откорректировать некоторые параметры, а также включить опцию простановки размеров на чертеже. Для начала построения чертежа нажимают кнопку . В уже открытом файле изображается чертеж шестерни с условным изображением зубьев как того требует ЕСКД, а в окне меню KOMPASS-SHAFT 2D условное изображение зубчатого колеса (как видно в рисунке 5.12). Если «наступить» на него и «клик-

нуть» правой кнопкой мышки, то появится контекстное меню возможных действий с моделью, в том числе и редактирование, которое выполняется в том же порядке, что и описанные выше расчет и построение. Полученный двухмерный чертеж шестерни можно будет использовать в дальнейшем для составления рабочего чертежа шестерни.

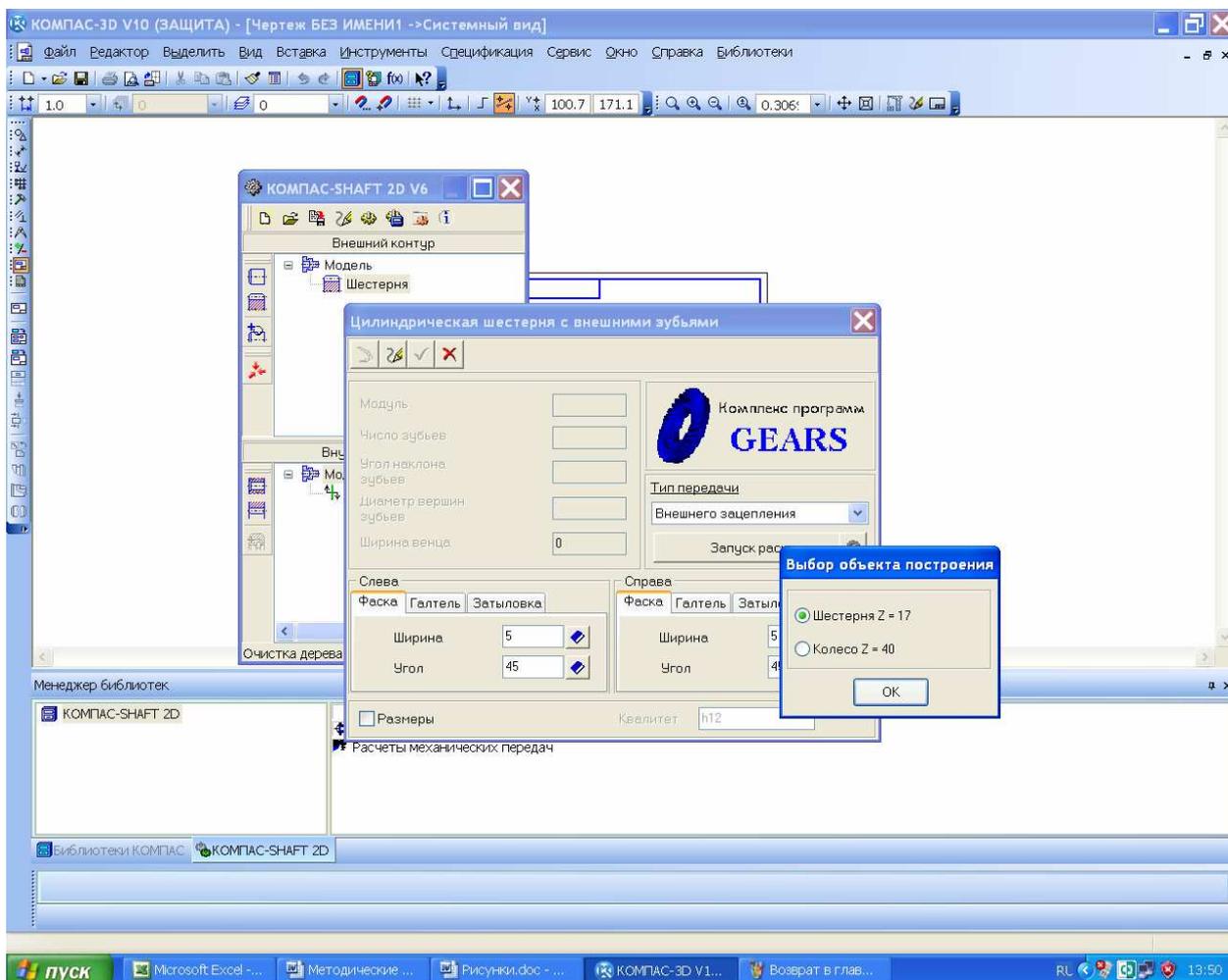


Рисунок 5.11

Чтобы теперь построить трехмерную модель рассчитанного выше зубчатого колеса нужно в меню КОМПАС-SHAFT 2D нажать на кнопку  «Дополнительные построения», а затем выбрать в подменю такую же кнопку  «Генерация твердотельной модели» и КОМПАС построит в отдельном окне трехмерную модель шестерни, которая в меню «Окно» КОМПАСа будет называться «Деталь без имени1». Чтобы посмотреть результат трехмерных построений нужно нажать на кнопку  «Обновить, показать, перестроить», а затем в подменю выбрать строчку  «Активировать курсор», открыть через меню «Окно» эту деталь и «Сохранить как» под именем, которое впоследствии можно будет найти в папке с файлами курсового проекта, например, «Шестерня», как это показано на рисунке 5.13. Темно-серый цвет, задаваемый КОМПАСом по умолчанию для всех

создаваемых деталей, можно сменить на другой прямо сейчас или позже. Лучше это делать сразу же еще до первого сохранения файла детали под выбранным именем. Кнопка «Цвет» находится в меню панели «Свойства» рядом с выше описанным «Наименованием» (см. рисунок 5.2).

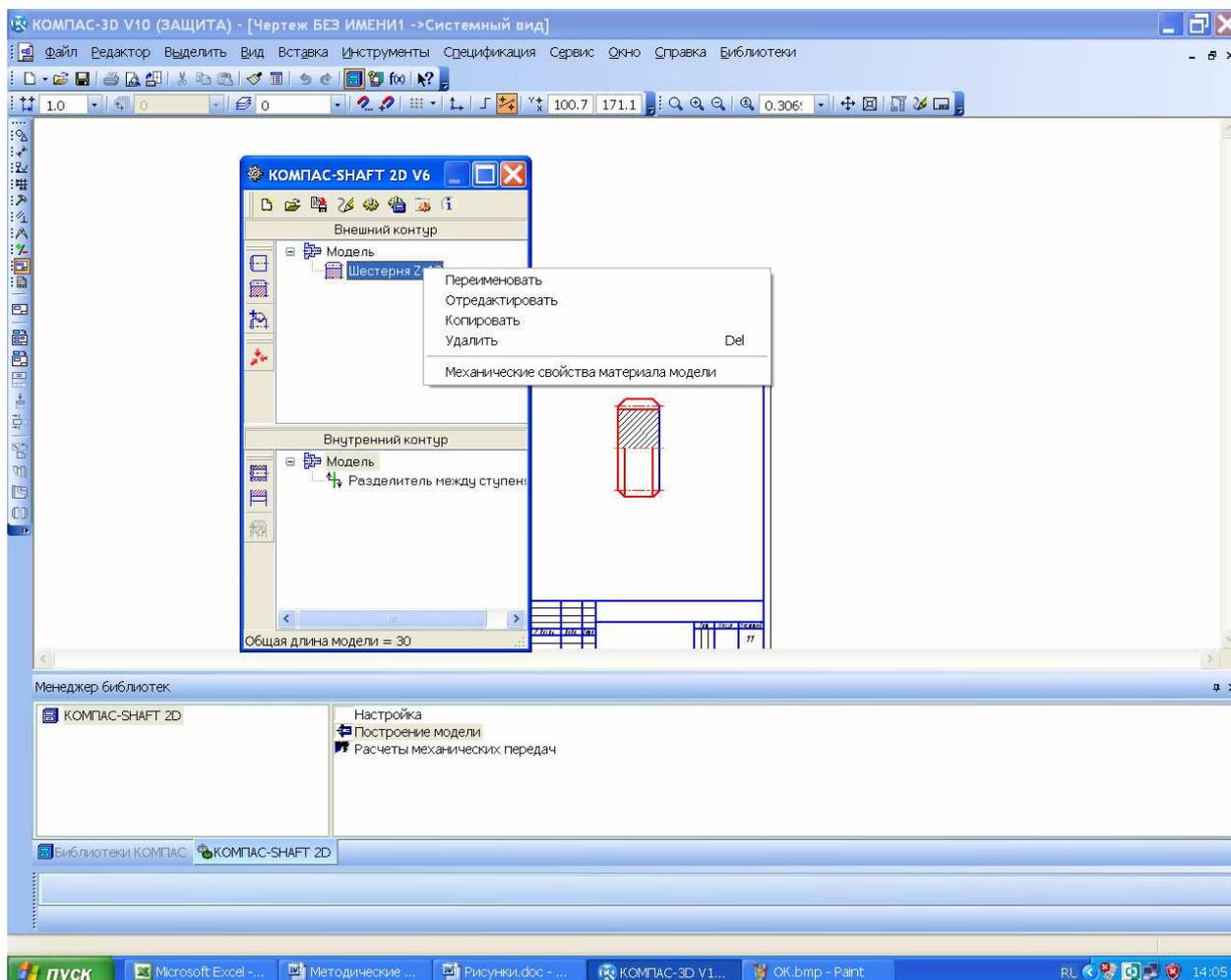


Рисунок 5.12

Завершить построение шестерни можно, нажав на кнопку  «Сохранить модель и выйти», но перед этим выйти из режима «Активировать курсор» нажав на кнопку  «Прервать команду» в левом нижнем углу экрана монитора.

Для построения зубчатого колеса передачи требуется повторить все действия, которые были сделаны для построения шестерни. Снова в меню КОМПАС-SHAFT 2D нужно нажать на кнопку  «Элементы механических передач», выбрать  «Шестерню цилиндрической передачи», а затем вводить в ячейки расчетов те же значения, что и при расчете шестерни (естественно кроме материала, из которого она будет изготовлена). Чтобы не ошибиться, нужно использовать напечатанные таблицы исходных данных и результатов расчета шестерни.

Выполнив построение чертежа колеса можно нажать на кнопку «Дополнительные элементы ступеней» и построить на зубчатом колесе либо «Кольцевые пазы», либо «Кольцевые отверстия» (для одевания на вал или снижения веса), которые можно отредактировать в КОМПАС-SHAFT 2D до момента построения трехмерной модели.

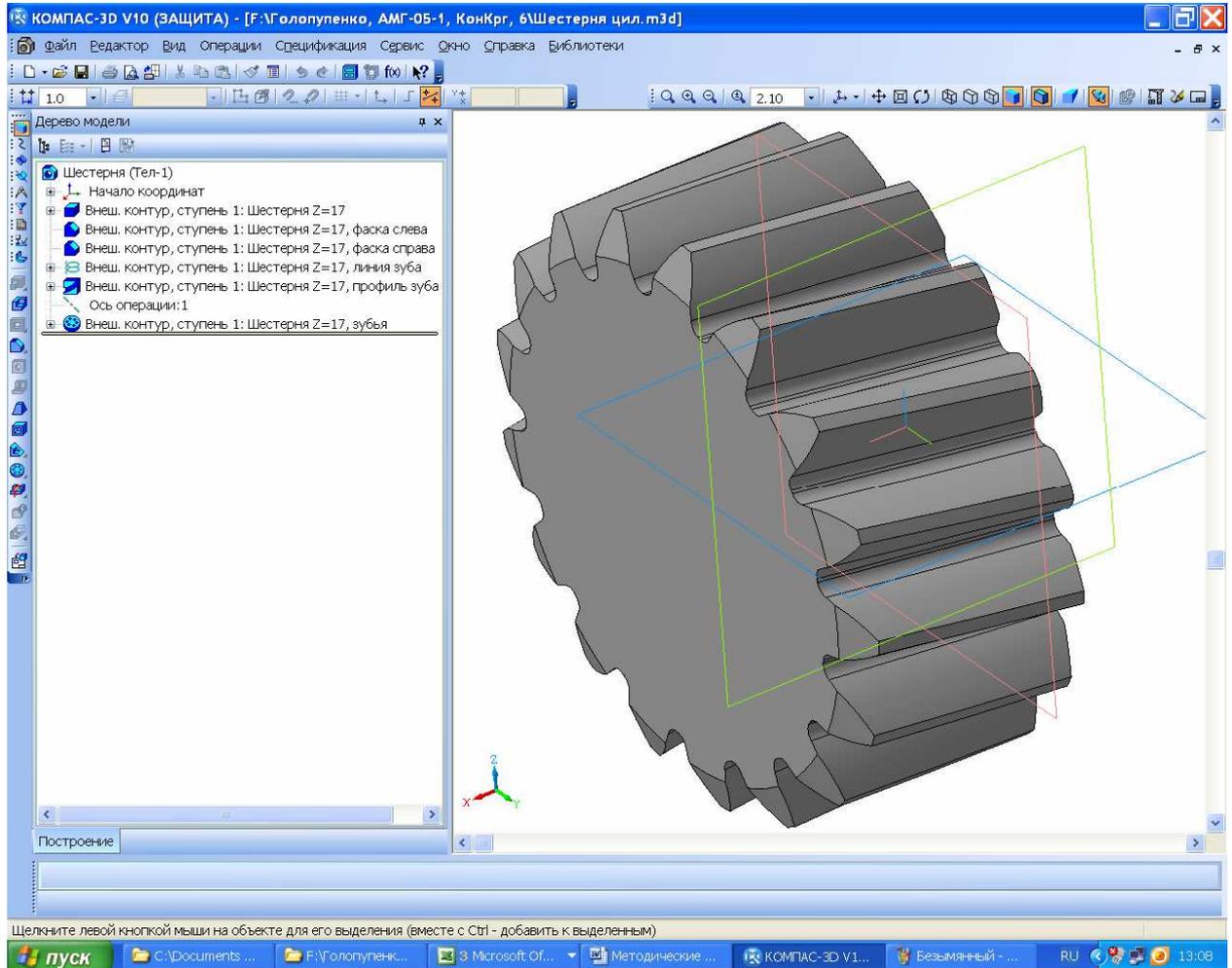


Рисунок 5.13

Открыв через некоторое время файл чертежа или фрагмент, в котором с помощью КОМПАС-SHAFT 2D построены изображения зубчатых колес, можно снова активизировать для редактирования меню КОМПАС-SHAFT 2D дважды «кликнув» по любой основной линии изображения детали.

Если в качестве файла, на котором строилось зубчатое колесо, был выбран файл типа «Чертеж», то, нажав кнопку «Дополнительные элементы ступени», можно построить еще и «Таблицу параметров» зацепления, которую обязательно приводят в правом верхнем углу (под обозначением неуказанной шероховатости) рабочего чертежа детали (как это показано на рисунке 5.14). Там же можно «заказать» построение «Профиля зубь-

ев», который также должен присутствовать на рабочем чертеже любого зубчатого колеса, а также  «Полный профиль зубьев».

Если в передаче использованы шевронные колеса, то сначала следует построить половину зубчатого колеса (как косозубое цилиндрическое колесо), а затем пристроить к нему вторую половину, воспользовавшись операцией  «Зеркально отразить тело». Естественно, если используются колеса, нарезаемые червячной фрезой, то перед зеркальным построением необходимо добавить у одного из торцов уже построенного полуколеса половину канавки для выхода червячной фрезы (промежуточной цилиндрической ступени, разделяющей полушевроны колеса). Величину канавки для выхода червячной фрезы при нарезании шевронных колес следует брать из [4] (т. 1, стр. 492). На рисунке 5.15 эта операция предпоследняя и выполнена она по «Эскизу:4» в «Дереве Модели».

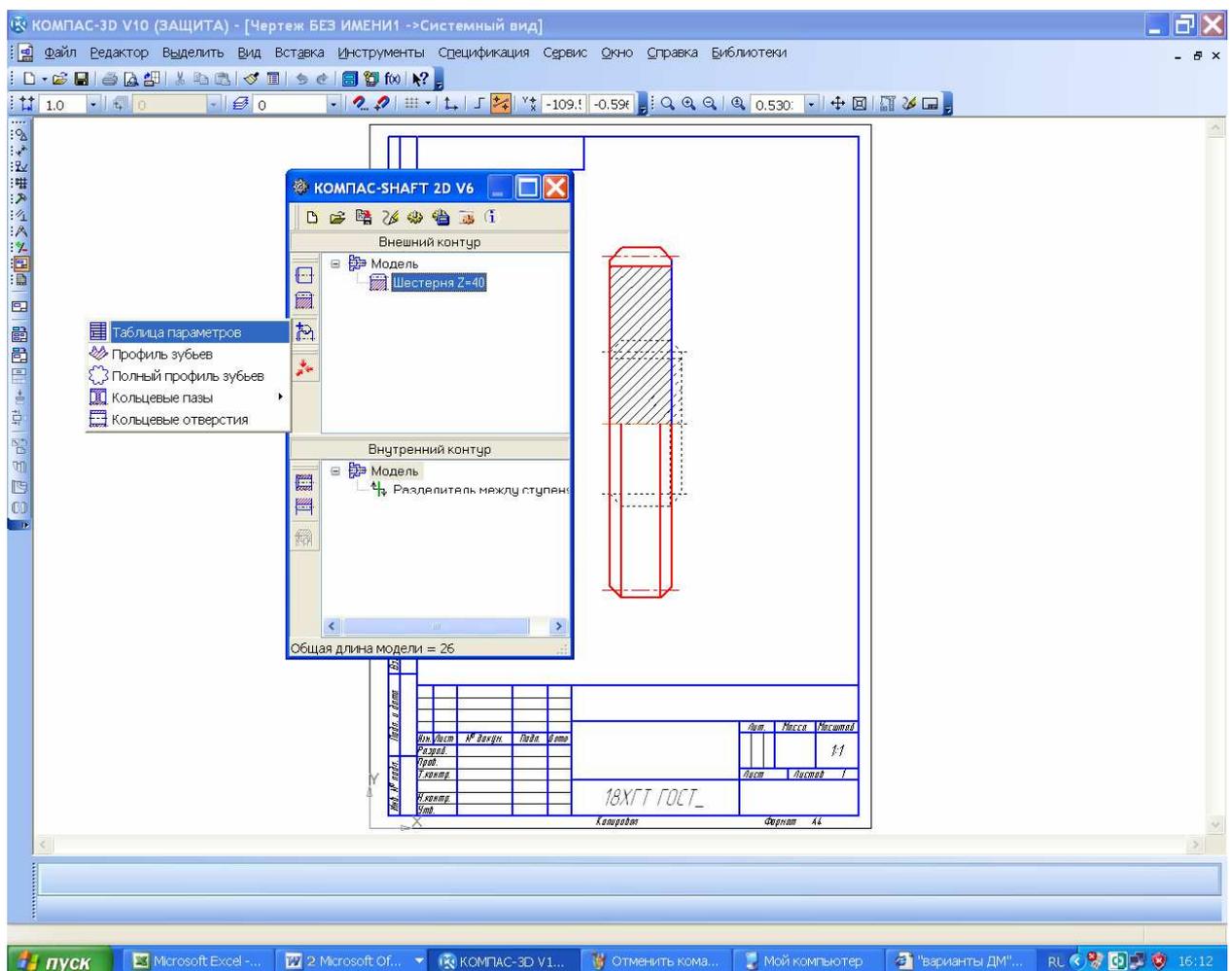


Рисунок 5.14

Для крепления зубчатых колес на валах чаще всего используют шпоночное соединение. Для построения шпоночных пазов на трехмерных моделях зубчатых колес открывают библиотеку КОМПАС-SHAFT 3D, выбирают, например,  «Шпоночный паз под призматическую шпонку». Далее, сле-

дую подсказкам КОМПАСа, указывают цилиндрическую поверхность, на которой будет построен шпоночный паз, и либо соглашаются с предложенным программой вариантом шпоночного паза, либо корректируют его, потом указывают грань (ближайшую к пазу), как это показано на рисунке 5.16, и нажимают «ОК». Программа построит шпоночный паз. Тип примененной шпонки должен выбрать конструктор.

Аналогично можно построить треугольные или эвольвентные шлицы, если такой способ крепления зубчатых колес на валах будет оправдан, например, подвижностью колеса относительно вала (в многоступенчатых коробках передач).

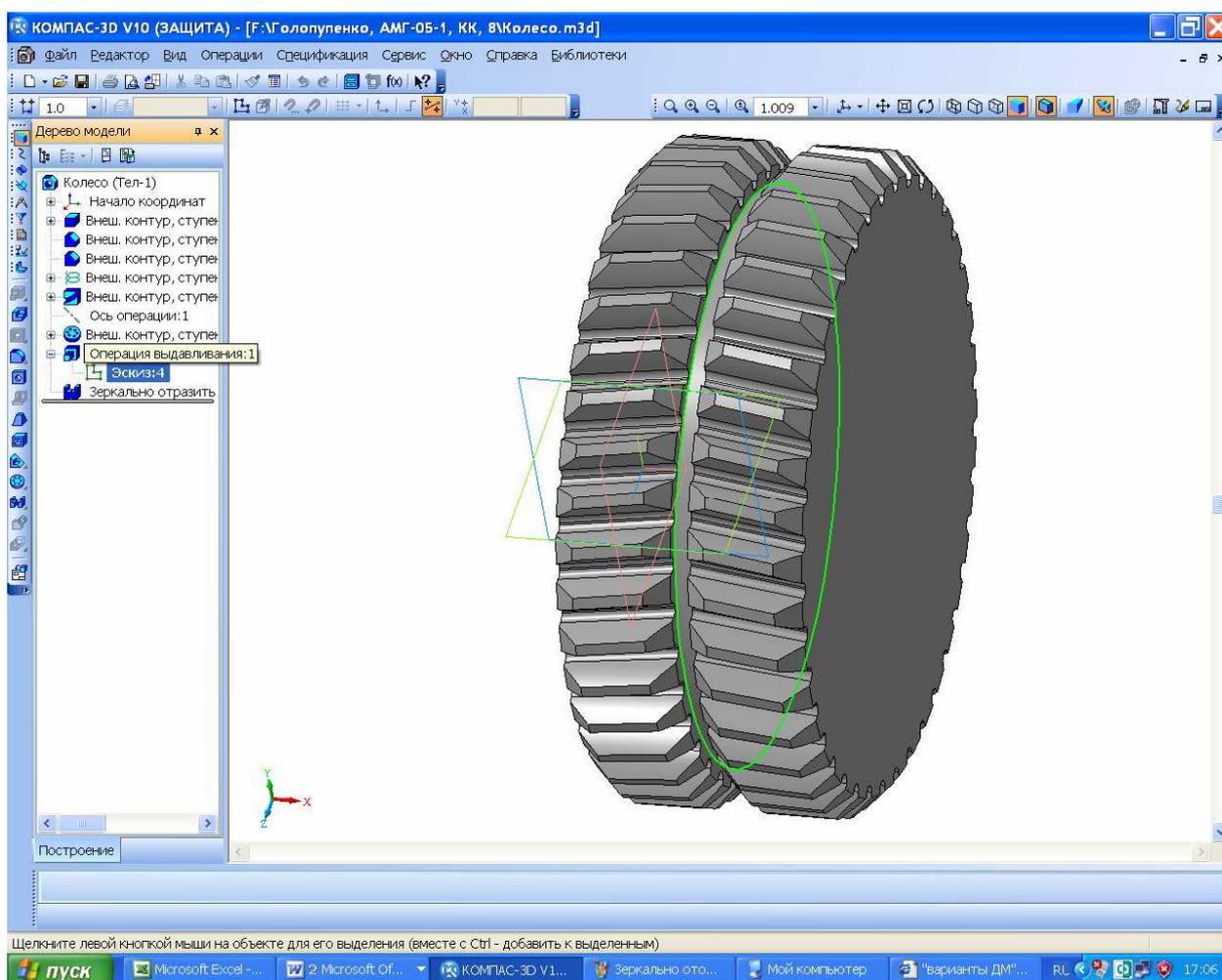


Рисунок 5.15

Как на стадии построения трехмерной модели детали, так и впоследствии при ее редактировании нужно обязательно заполнить ячейки панели свойств файла детали. Для этого нужно привести курсор в дереве построения на его самую верхнюю строчку, и нажать правую кнопку мышки. Появится подменю, в котором следует выбрать строчку «Свойства» и нажать левую кнопку мышки. В нижней части экрана монитора появится панель «Свойства», (см. рисунки 5.1, 5.2 и 5.3) в которой выбирают материал для изготовления детали. Обязательно заполняют ячейку «Наименование» присваивая

детали состоящее из одного-двух слов имя (лучше такое же, как и имя файла). По возможности на этой стадии заполняют «Обозначение», Но перед выпуском чертежей в печать оно обязательно должно быть проверено и заполнено в соответствии со спецификацией к сборочной единице, в которой деталь будет участвовать как составная часть.

При построении цилиндрических зубчатых колес следует соблюдать рекомендации по геометрическим размерам их основных элементов, которые приведены в таблице 5.1.

Шестерни обычно делают шире колес на величину от 3 до 7 мм для компенсации возможных неточностей при сборке и регулировке зацепления и подшипников. Если расстояние между впадиной зуба шестерни и шпоночным пазом меньше $2,05m$, то шестерню делают не насадной, а заодно с валом. Такая деталь называется вал-шестерня.

Таблица 5.1 – Размеры элементов цилиндрических зубчатых колес

Наименование элемента	Размер элемента, мм
Диаметр ступицы	$d_{cm} \geq 1,6d_g^*$
Длина ступицы	$l_{cm} = (1,6...1,5)d_g$, но не меньше ширины венца B
Толщина обода	$\delta_o = (2,5...4)m_n^{**}$
Толщина диска	$c = (0,2...0,3)B$
Диаметр отверстий в диске	$d_o = \frac{d_a^{***} - d_{cm}}{5}$
Диаметр окружности центров в диске	$D_o = 0,5(d_o + d_{cm})$
Фаски на наружном диаметре d_a , угол фаски принимают 20°	$c_f = (0,5...0,7)m_n$, с округлением до стандартного значения
* d_g – диаметр вала; ** m_n – модуль нормальный; *** d_a – диаметр окружности выступов зубьев	

5.2 Построение зубчатых колес конической передачи

Построение трехмерных моделей зубчатой конической передачи также выполняют в библиотеке КОМПАС-SHAFT 2D, но после нажатия кнопки «Элементы механических передач» нужно выбрать тип конической передачи, –  «Шестерня конической передачи с круговыми зубьями», или  «Шестерня: конической передачи с прямыми зубьями». Все остальные действия аналогичны действиям при построении цилиндрических зубчатых колес, но в трехмерных моделях зубчатых колес зубья не будут «нарезаны» программой. Их нужно строить дополнительно.

Поэтому для упрощения построений зубьев геометрический расчет рекомендуется делать по внешнему окружному модулю (и выбирать его из

стандартного ряда), а осевую форму зуба на «Странице 1» расчета выбрать типа 1. Справа от заполняемой ячейки «10. Ширина зубчатого венца, мм» стоит кнопка , нажатие на которую выдает подсказку о наибольшей возможной в данных условиях ширине венца. Для выбора типа инструмента при нарезании кругового зуба нужно «нажать» правой кнопкой мышки на изображение фрезы и выбрать в выпавшем подменю, например, «Метрическую зуборезную головку», как это показано на рисунке 5.17, а затем и «подсвеченную» строку с размерами головки, нажав «ОК».

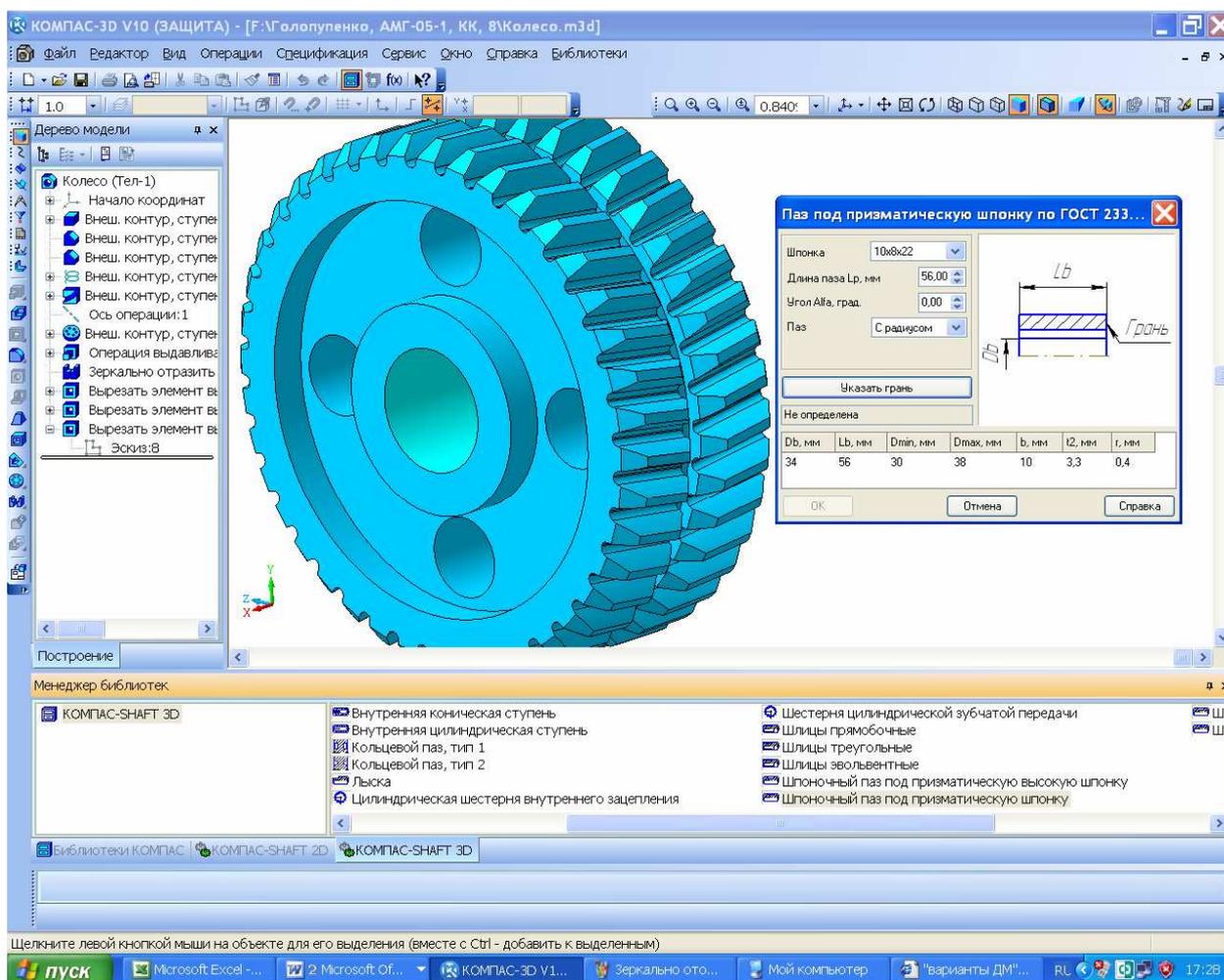


Рисунок 5.16

Потом становится доступной кнопка  «Расчет», а нажатие на нее запускает расчет зубчатого зацепления.

Для упрощения в будущем построений зубьев и зубчатого зацепления желательно отказаться от задания фасок и галтелей на большем основании конуса при построении его заготовки. Их можно добавить потом, – после нарезания первого промежутка между соседними зубьями. А после создания заготовки трехмерной модели заготовки необходимо выполнить следующую процедуру. Открыть эскиз операции  «Операция вращения», провести через наклонную (основную) линию образующей главного конуса вспомога-

тельную прямую, а затем через начало координат вдоль оси колеса еще одну ортогональную вспомогательную прямую. Потом выделить рамкой изображение полусечения заготовки конического колеса и с помощью команды  «Сдвиг» в меню  «Редактирование» передвинуть изображение как это показано на рисунке 5.18. Привязавшись к точке пересечения двух вспомогательных прямых, переместить ее в начало координат (светлые линии соответствуют старому положению полусечения колеса). Закрыть эскиз и перестроить модель.

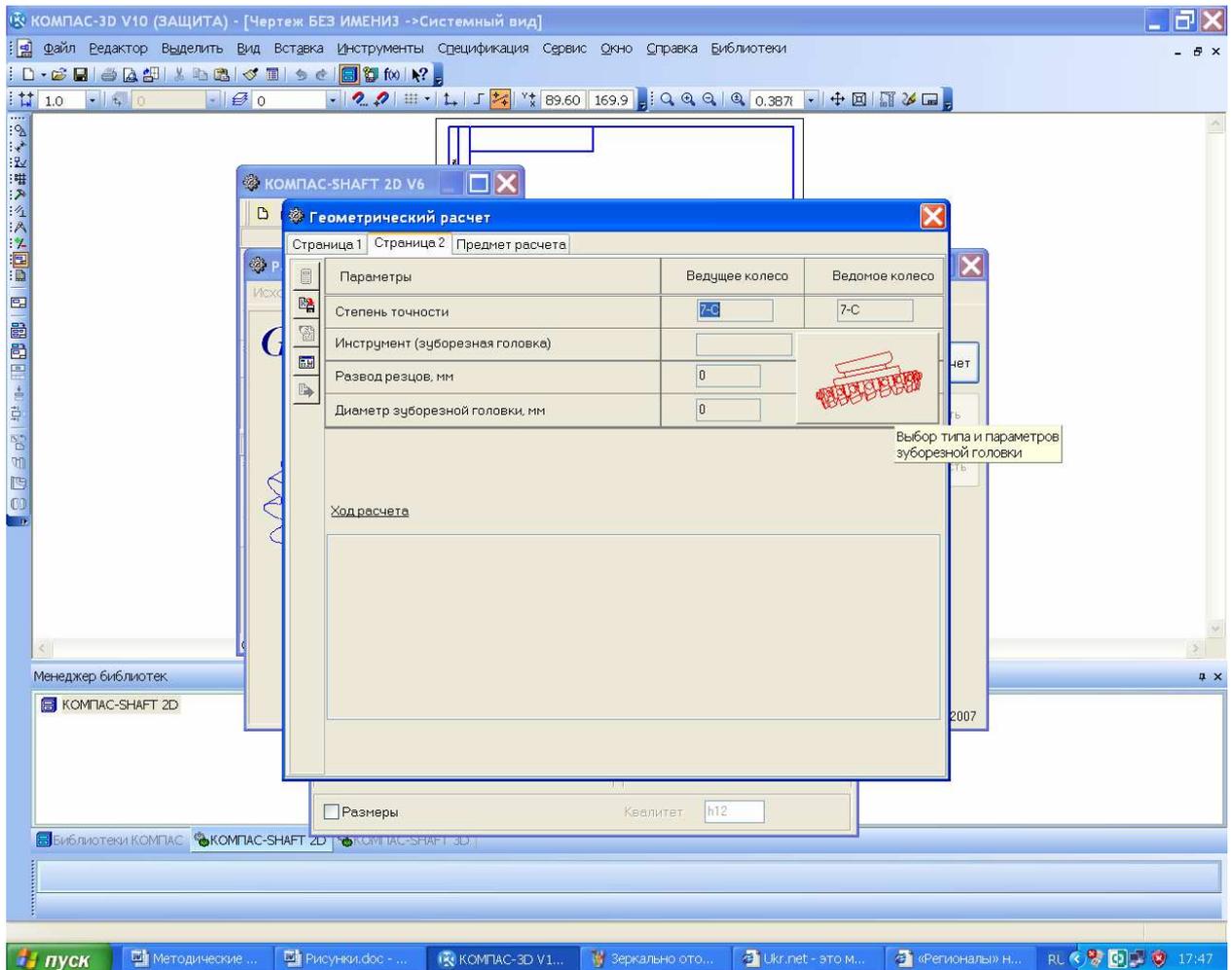


Рисунок 5.17

Далее на зубчатом колесе достраивают центральную ступицу, отверстие, шпоночный паз или шлицы для крепления колеса на валу. Если шестерня должна стать вал-шестерней, то к ней пристраивают ступени вала нужных диаметров и длины (это будет описано ниже в п. 7.4 Построение трехмерных моделей валов).

На созданной трехмерной модели шестерни и колеса еще нужно «нарезать» зубья. Для этого используют вспомогательные построения. В зависимости от вида зуба конического колеса (прямой или круговой) построения зубьев разнятся.

Файл сохраняют с нужным именем, например, «Колесо коническое».

5.2.1 Построение зубьев конических колес с прямым зубом

Зубья строят на уже сгенерированной с помощью КОМПАС-SHAFT 2D трехмерной заготовке модели конического колеса. Для этого вначале строят трехмерную модель вспомогательного прямозубого цилиндрического колеса для зубчатой передачи с теми же основными параметрами (числом зубьев колес, модулем, диаметрами окружности впадин и выступов зубьев). Затем в ней открывают эскиз построения сечения промежутка между соседними зубьями и копируют изображение в буфер памяти средствами КОМПАСа (они такие же, как и в Windows), как это показано на рисунке 5.19. В выделенном эскизе копируемая фигура подсвечена.

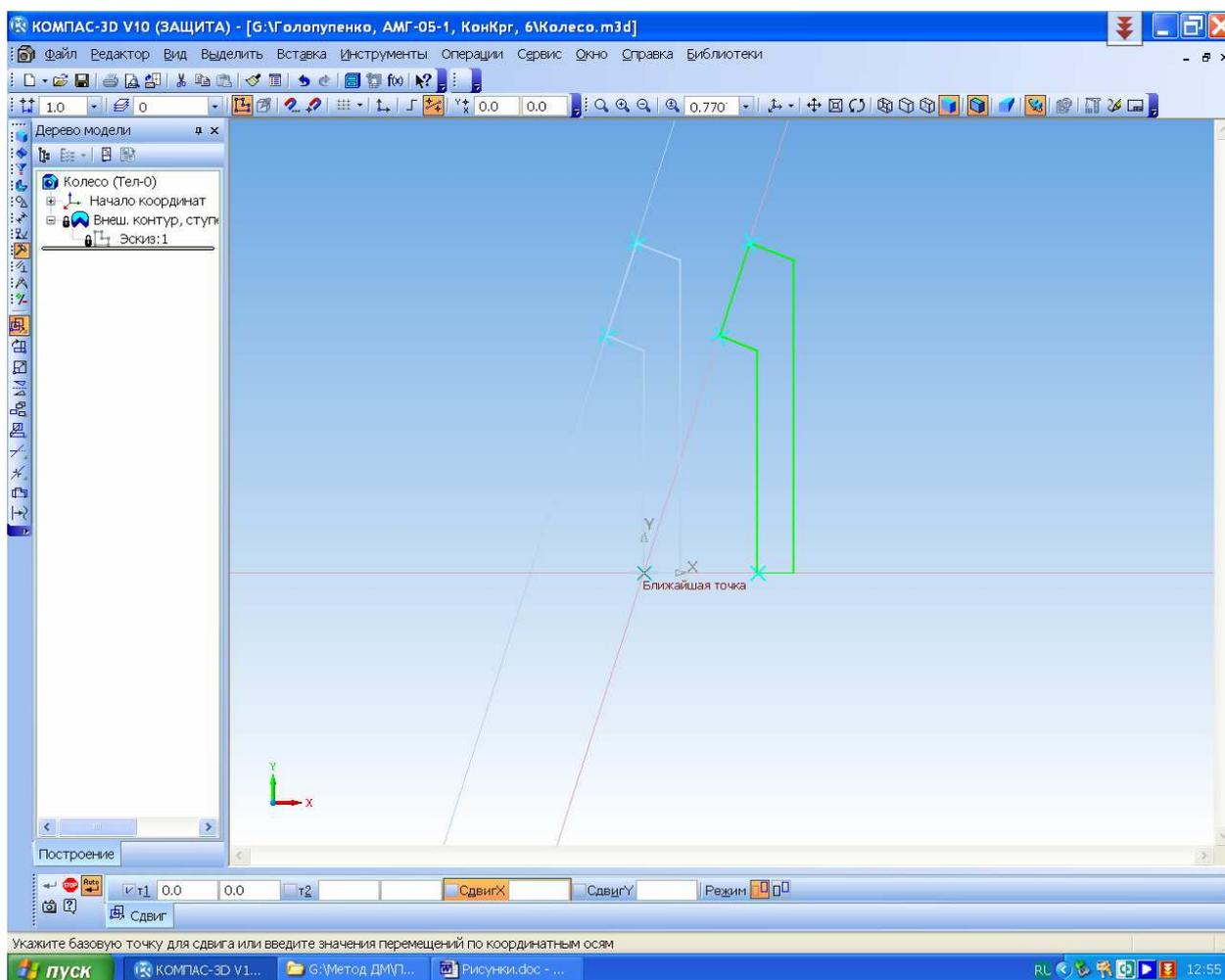


Рисунок 5.18

Далее, переходят к файлу заготовки конического колеса и строят вспомогательную касательную плоскость к конусу вершин зубьев колеса. Это делают с помощью инструментальной панели «Вспомогательная геометрия» и команды «Касательная плоскость». На ней открывают «Эскиз» и вставляют ранее сохраненное изображение, привязываясь к большей окружности конуса и, соответствующим образом ориентируя его, как это по-

казано на рисунке 5.20 (вспомогательная касательная плоскость подсвечена, а вставленная в «Эскиз:6» фигура изображена синей основной линией). Эскиз закрывают (нажатием на ту же, но уже подсвеченную кнопку) и с помощью операции  «Вырезать выдавливанием»  «Через все» «удаляют» на модели пространство между двумя соседними зубьями.

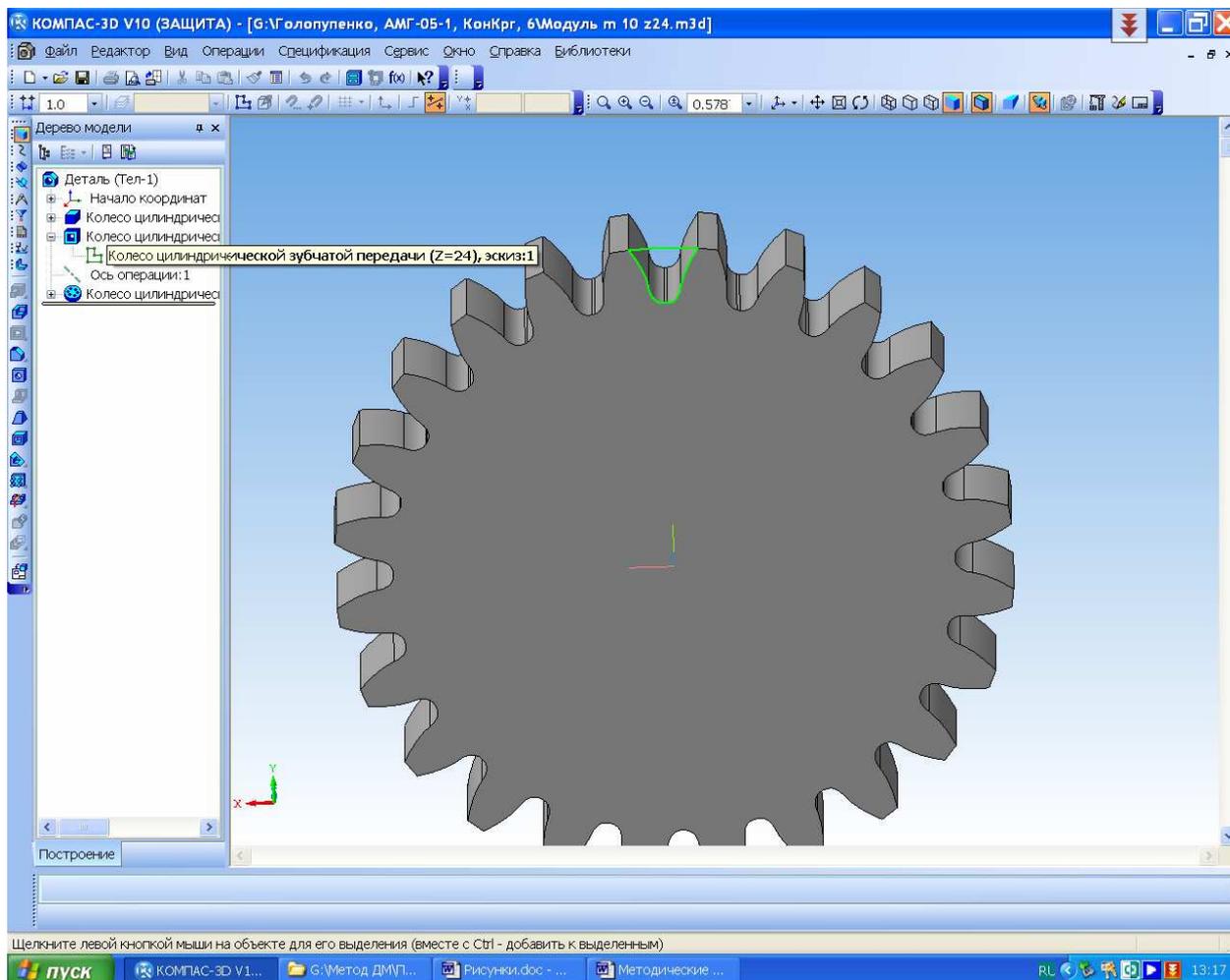


Рисунок 5.19

Потом на одной из основных плоскостей открывают эскиз так, чтобы вырезанный промежуток размещался на экране монитора прямо перед глазами, как это показано на рисунке 5.21. В открытом эскизе строят вспомогательную линию, проходящую через ось конического колеса, а затем с помощью команды  «Спроецировать объект» на инструментальной панели  «Геометрия» (кнопка становится активной при переходе в режим  «Эскиз») строят отрезки проекций большого и малого оснований главного конуса на плоскость эскиза (они нарисованы синей основной линией). Потом вдоль образующей конуса через концы построенных отрезков проводят прямую вспомогательную линию, которая пересечет осевую в некоторой точке. Теперь нужно построить вспомогательную прямую через одно из ребер вершин зубьев (достаточно одного, поскольку они симметричны), которые образовались после вырезания промежутка (на рисунке это нижние концы отрез-

ков проекций большого и малого оснований конуса), и продлить ее до пересечения с осевой линией. Обе точки пересечений должны совпасть, но вначале это, скорее всего, не произойдет. Для исправления этой неточности необходимо вернуться к операции вырезания промежутка между зубами и отредактировать ее, введя некоторую величину  «Уклона внутрь» (кнопка должна быть подсвечена), например 1° . После этого во вспомогательном эскизе проверяют совпадение точек пересечения линий с осевой. Указанную процедуру следует повторять до тех пор, пока расстояние между точками не станет меньше одного миллиметра, как это есть на рисунке 5.21 (удовлетворительная для учебных задач точность).

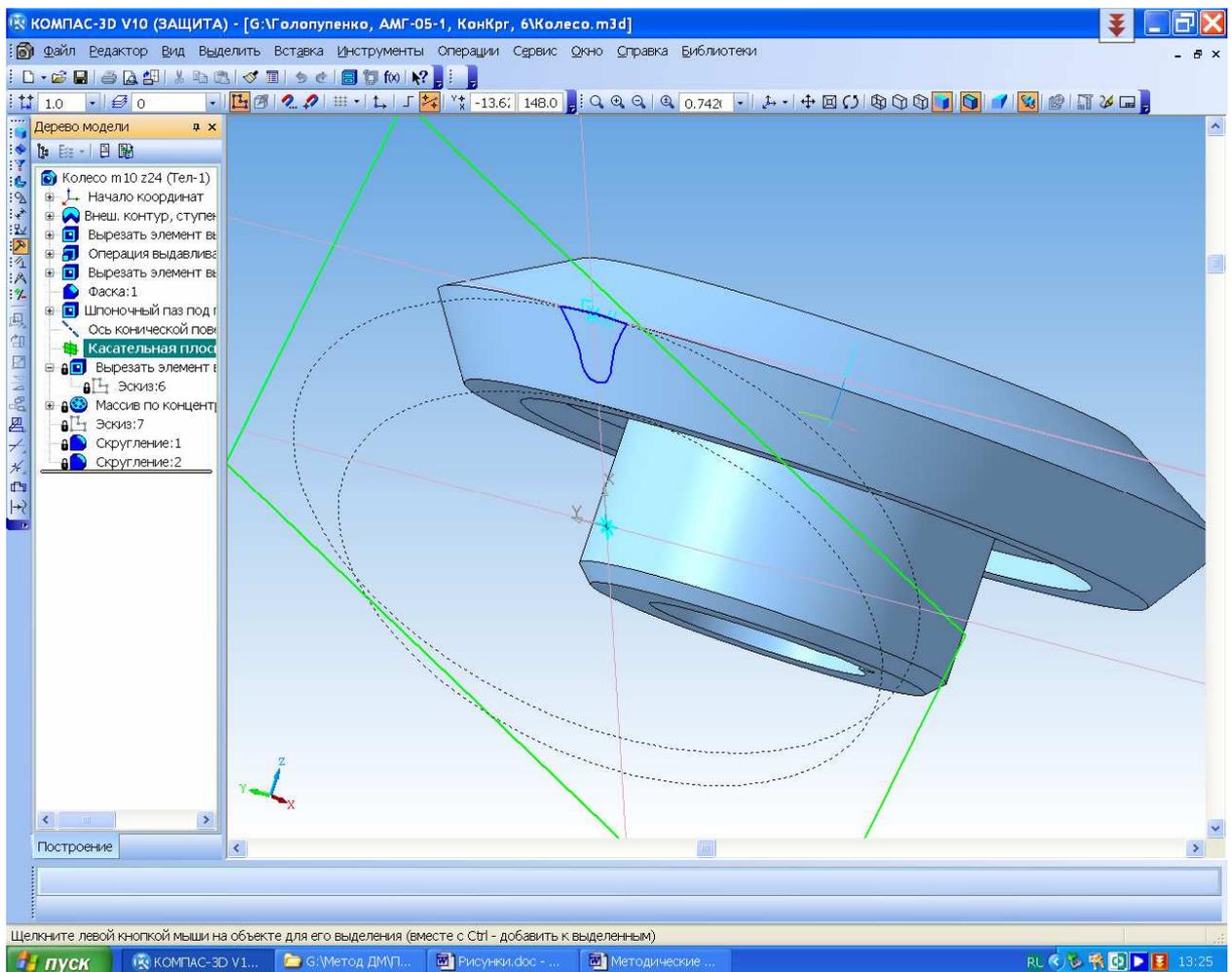


Рисунок 5.20

После этого с помощью команды  «Ось конической поверхности» в меню инструментальной панели  «Вспомогательная геометрия» строят ось (указать курсором на коническую или цилиндрическую поверхность), которая необходима для последующих построений. А при помощи операции  «Массив по концентрической сетке» из меню инструментальной панели  «Редактирование детали» «нарезают» остальные промежутки между зубьями колеса, чтобы получить зубчатое колесо, как это видно на рисунке

5.22. Число элементов массива должно быть равно числу зубьев колеса. «Ось конической поверхности» (видна на рисунке 5.23) используют для построения всех остальных промежутков между зубьями колеса при помощи операции «Массив по концентрической сетке» из меню инструментальной панели «Редактирование детали». На правой части венца (см. рисунок 5.23) виден первый промежуток между двумя соседними зубьями (выполненный предыдущей операцией) и фантомы остальных 37 промежутков, которые сформируют 38 зубьев колеса после выполнения указанной операции.

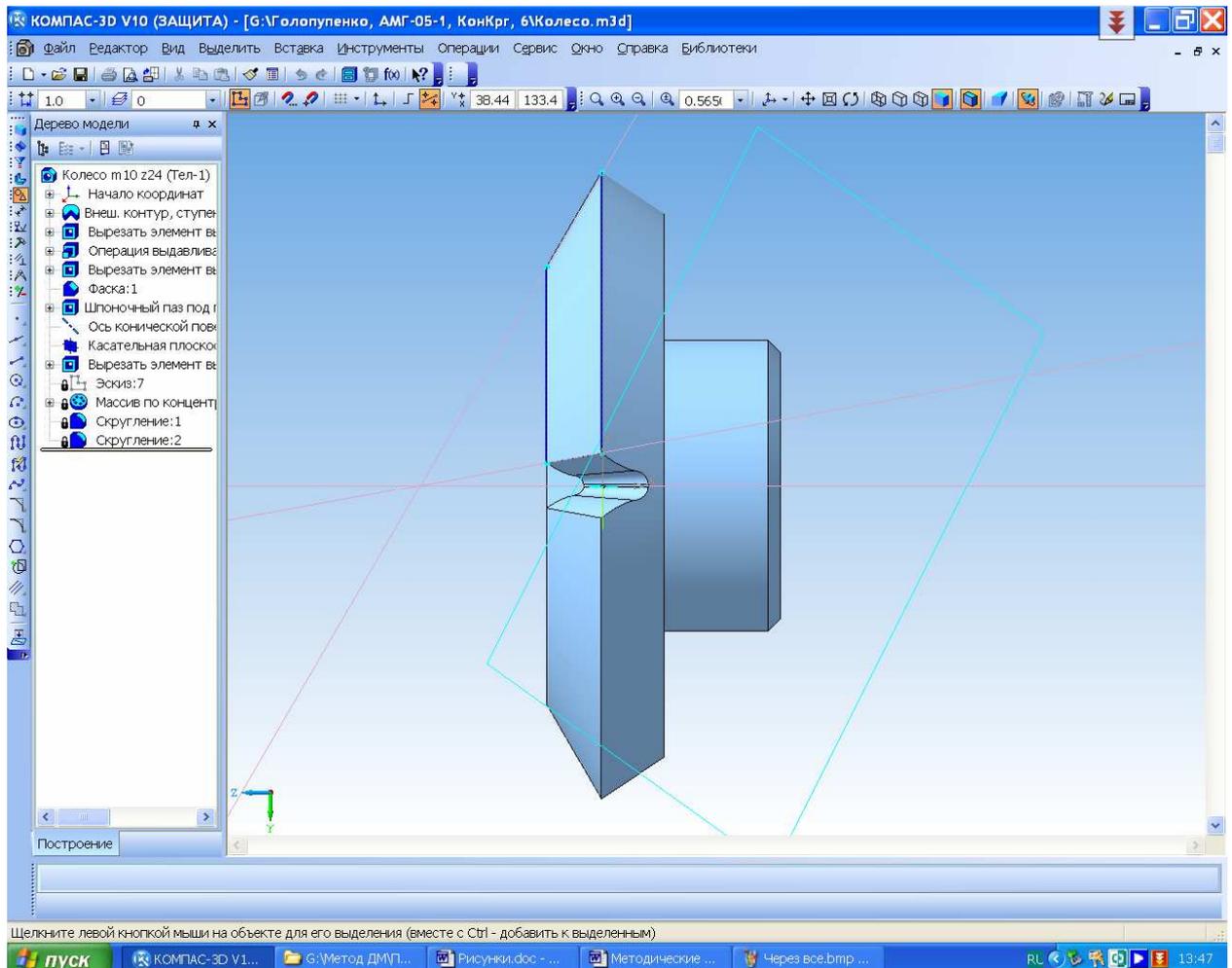


Рисунок 5.21

Описанные построения не вполне точны (поскольку в общем случае вершины углов делительного конуса δ , конуса вершин δ_a и конуса впадин δ_f могут не совпасть), но этого достаточно для выполнения курсового проекта.

Для точного построения зубьев необходимо нанести на эскиз (см. рисунок 5.21) еще и линии делительного конуса и впадин зубьев используя размеры с рисунка 3.1, полученные в п. 3.3.7 (Определение диаметров зубчатых колес). Уклоны боковых поверхностей двух соседних зубьев и впадины

между ними для точного соблюдения значений углов δ , δ_a и δ_f в этом случае нужно будет задавать отдельно.

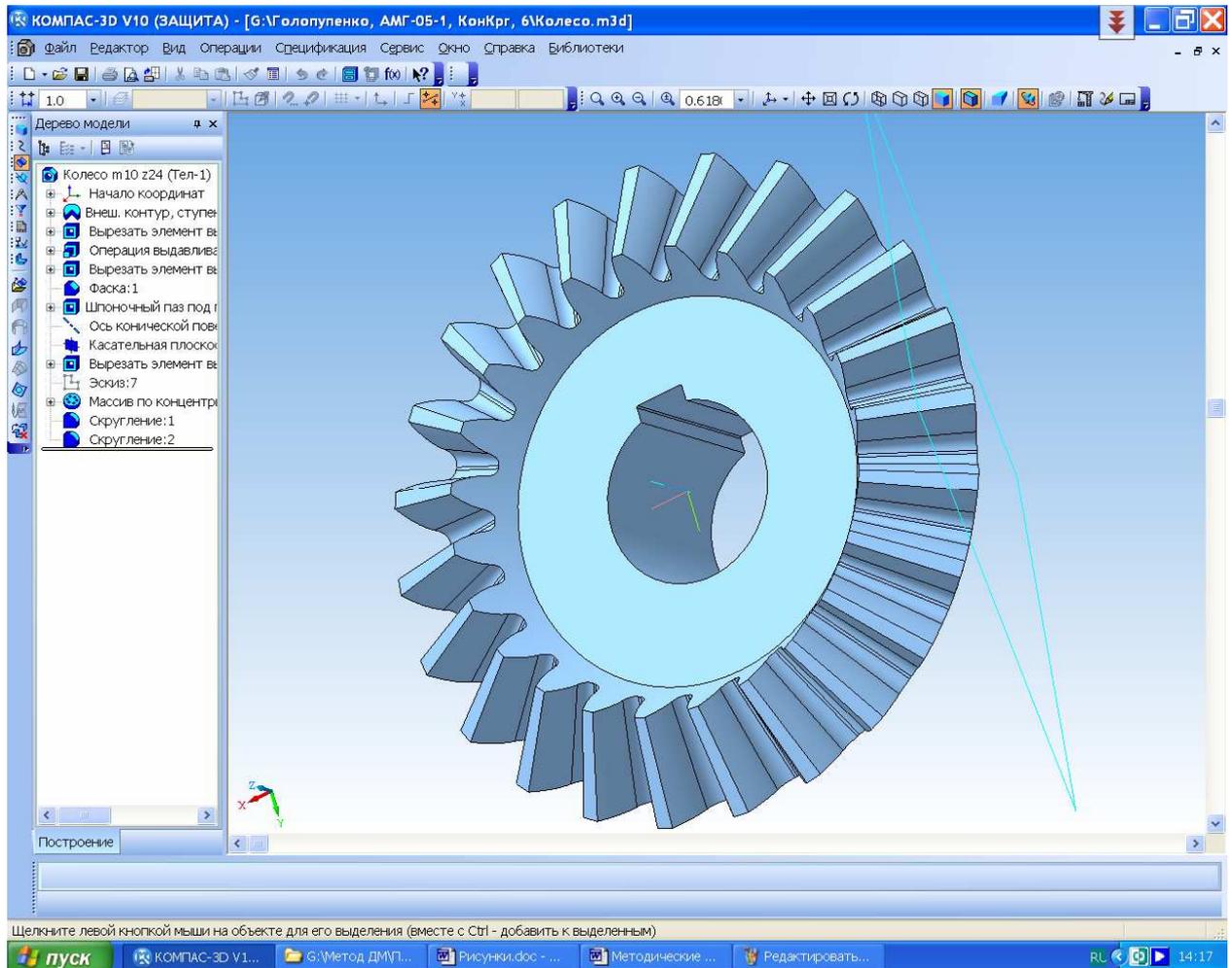


Рисунок 5.22

Если строить зубья по среднему модулю, то плоскость, на которой будет размещаться эскиз пространства между двумя соседними зубьями, должна быть перпендикулярна другой вспомогательной плоскости, касательной делительному конусу конического колеса, и проходить через его середину. В этом случае делительный конус должен быть построен с помощью операции «Поверхность вращения» из панели инструментов «Поверхности», которая после завершения всех построений «Скрывается» (делается невидимой). Такое построение студент может выполнить самостоятельно.

В завершение, файл сохраняют. Потом его можно будет редактировать.

5.2.2 Построение зубьев конических колес с круговым зубом

Как и для конических передач с прямым зубом, у конических передач с круговым зубом их строят на уже сгенерированной с помощью КОМПАС-SHAFT 2D трехмерной заготовке модели конического колеса. Для этого

также вначале строят трехмерную модель вспомогательного прямозубого цилиндрического колеса для зубчатой передачи с теми же основными параметрами (числом зубьев колес, модулем, диаметрами окружности впадин и выступов зубьев). Затем в ней открывают эскиз построения промежутка между соседними зубьями и копируют его изображение в буфер памяти средствами КОМПАСа (они такие же, как и в Windows).

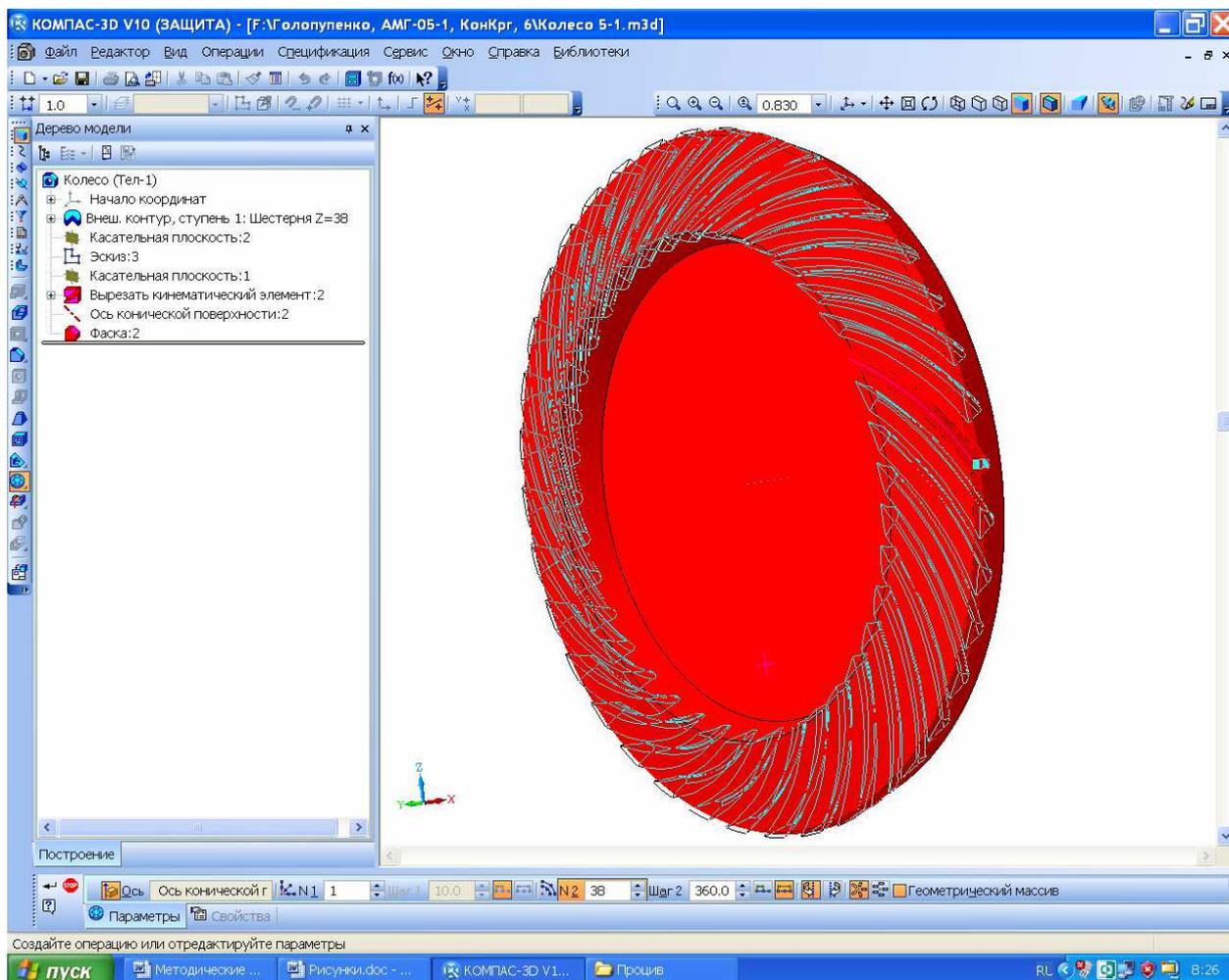


Рисунок 5.23

В файле заготовки трехмерной модели конического колеса вначале строят вспомогательную плоскость, касательную к конусу вершин зубьев. Это делают с помощью инструментальной панели «Вспомогательная геометрия» и команды «Касательная плоскость». Для этого после включения операции, указывают образующую конуса, а затем одну из двух главных плоскостей, проходящих вдоль оси. На ней создают «Эскиз» и через начало координат проводят первую вспомогательную прямую (ортогональную), проходящую через начало координат точно по прямой контакта плоскости и конуса, как это показано на рисунке 5.24. Далее в эскизе выполняют ряд построений.

С помощью операции «Спроецировать объект» на активной инструментальной панели «Геометрия» строят проекции двух окружностей (малой и большой), образующих конус вершин зубьев. Эти окружности проецируются в виде эллипсов. Потом их соединяют отрезком (стилем основной линии) вдоль вспомогательной прямой, а через его середину (с помощью привязки) проводят вторую вспомогательную прямую под углом 35° к первой (наиболее часто используемое значение угла наклона линии зуба для конических колес с круговым зубом).

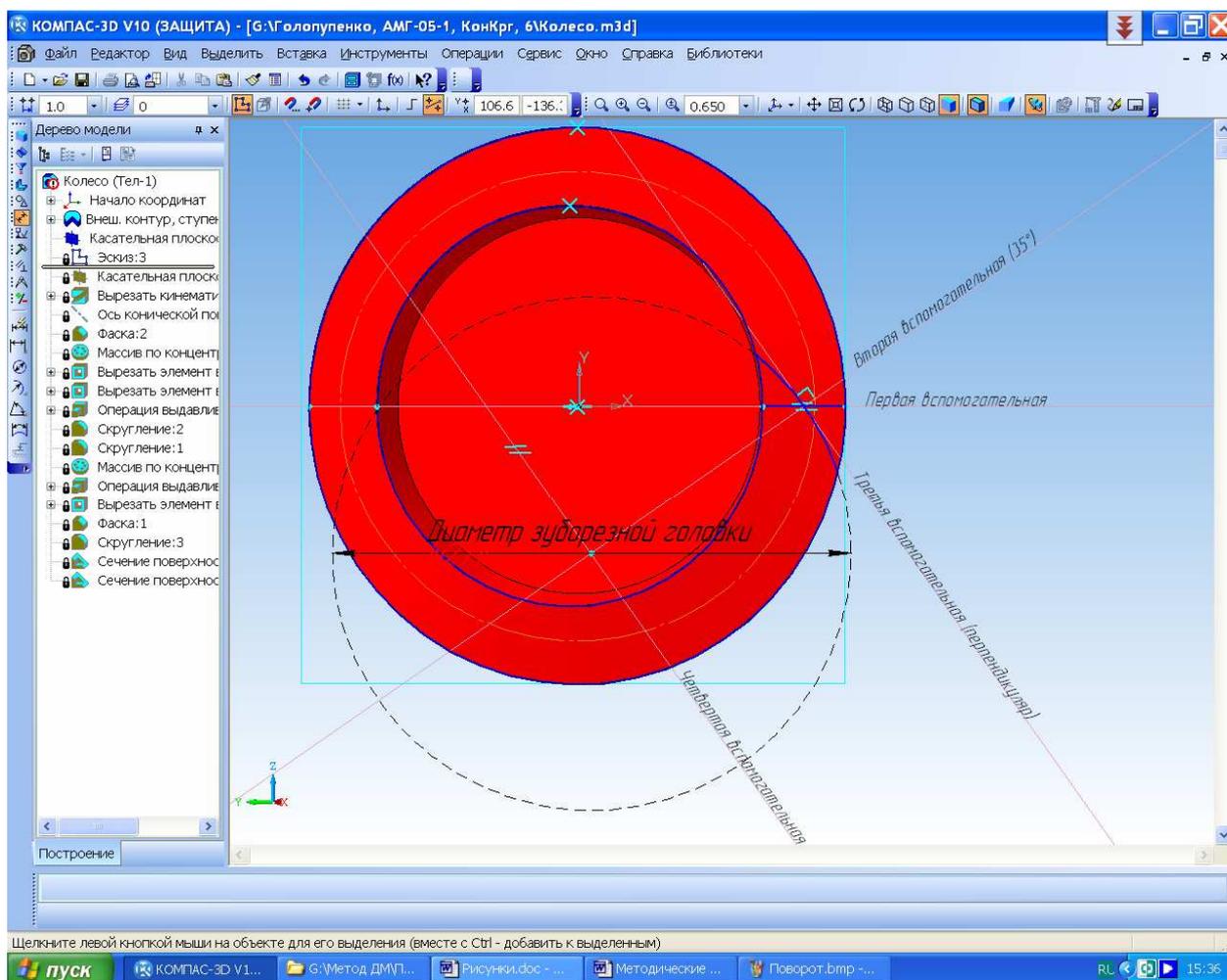


Рисунок 5.24

Далее, через ту же точку середины отрезка проводят перпендикуляр ко второй вспомогательной прямой, а параллельно перпендикуляру на расстоянии половины диаметра зуборезной головки – четвертую вспомогательную прямую. Из точки пересечения перпендикуляра и третьей вспомогательной прямой строят окружность (она показана штриховой), диаметр которой равен диаметру зуборезной головки. Диаметр зуборезной головки берут со «Страницы 2» расчета КОМПАС-SHAFT 2D (см. рисунок 5.17 в п. 5.2 Построение зубчатых колес конической передачи). Часть полученной окружности (дугу) между проекциями двух окружностей, образующих конус, оставляют, остальную ее часть удаляют (или изменяют стиль линии на любой другой, кро-

ме основной линии). Удаляют также все остальные основные линии (или меняют их стиль). Полученная таким образом дуга будет траекторией «вырезания» материала в промежутке между двумя соседними круговыми зубьями колеса. Затем выполняют последнюю операцию, – поворот построенной дуги. Выделяют дугу, включают операцию  «Поворот» на панели  «Редактирование», затем, следуя подсказкам КОМПАСа, указывают центр поворота дуги (в начале координат), и, цепляясь за внешний конец дуги, поворачивают ее до установки этой точки на первую вспомогательную прямую, как это показано на рисунке 5.25.

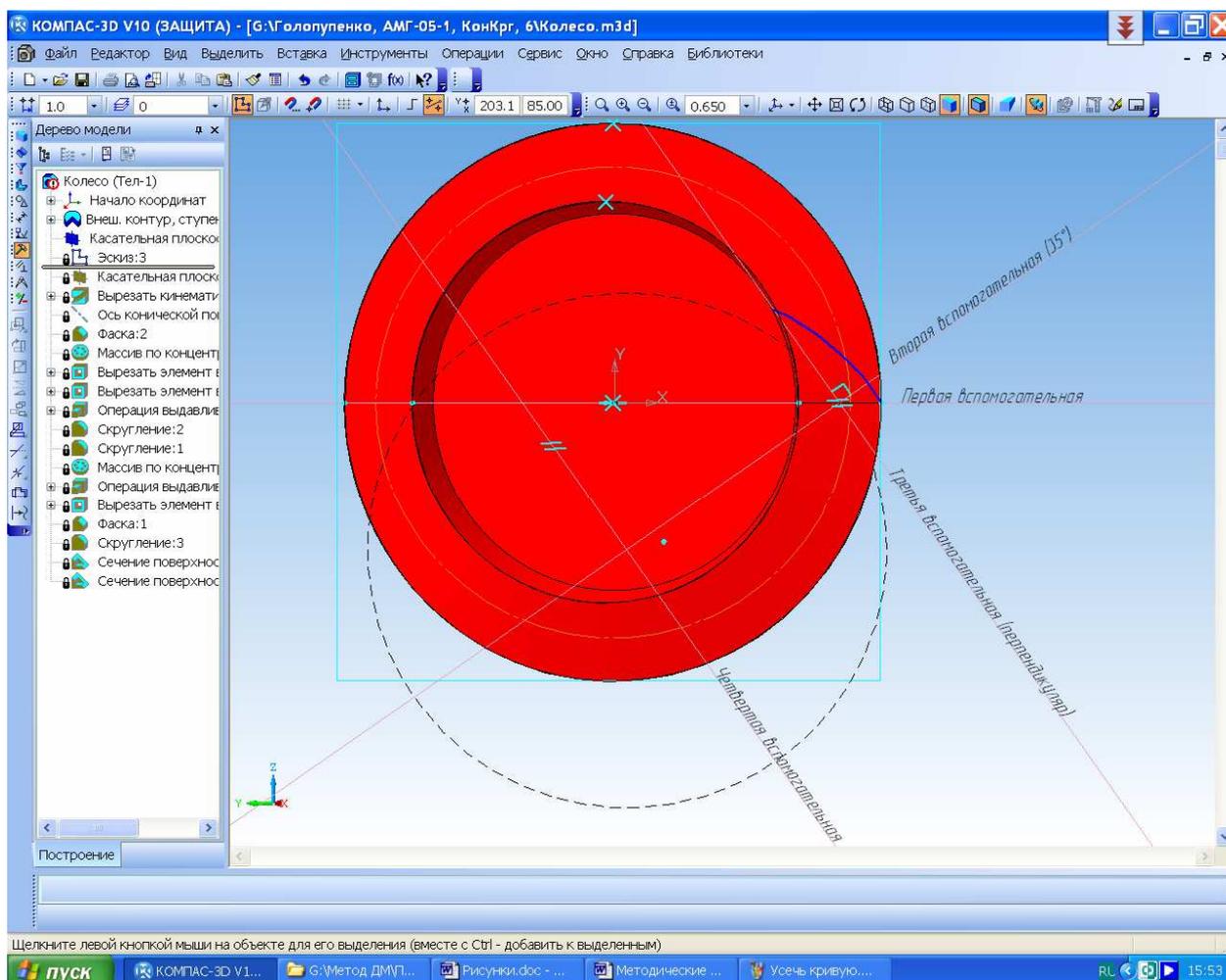


Рисунок 5.25

Выступающий за наружный эллипс проекции конуса вершин зубьев кончик дуги необходимо удалить, используя команду  «Усечь кривую» из меню  «Редактирование». Далее, строят вторую вспомогательную плоскость, касательную к внешнему конусу колеса, которая должна располагаться со стороны начала дуги. Это делают с помощью инструментальной панели  «Вспомогательная геометрия» и команды  «Касательная плоскость» так же, как и при построении вспомогательной плоскости на прямозубом коническом колесе в предыдущем пункте. На ней открывают  «Эскиз» и

вставляют ранее сохраненное изображение промежутка между двумя соседними зубьями, соответствующим образом ориентируя его и привязываясь к внешней окружности конуса. Эскиз закрывают и с помощью операции «Вырезать кинематически» «удаляют» на модели пространство между двумя соседними зубьями. Для этого в открывшейся панели операции указывают в качестве эскиза – эскиз промежутка между двумя соседними зубьями в «Дереве построения», а в качестве траектории – построенную ранее дугу (она видна на экране монитора и изображена, как основная линия синим цветом). В меню «Движение сечения» выбирают «Сохранять угол наклона» «нажав» курсором на соответствующую кнопку (она должна стать подсвеченной). После этого на внешний диаметр конуса накладывают «Фаску» и, так же, как в п. 5.2.1 (Построение зубьев конических колес с прямым зубом) с помощью команды «Ось конической поверхности» в меню инструментальной панели «Вспомогательная геометрия» строят ось. Ее используют для построения всех остальных промежутков между зубьями колеса при помощи операции «Массив по концентрической сетке» из меню инструментальной панели «Редактирование детали». В результате получаем зубчатое колесо, показанное на рисунке 5.26.

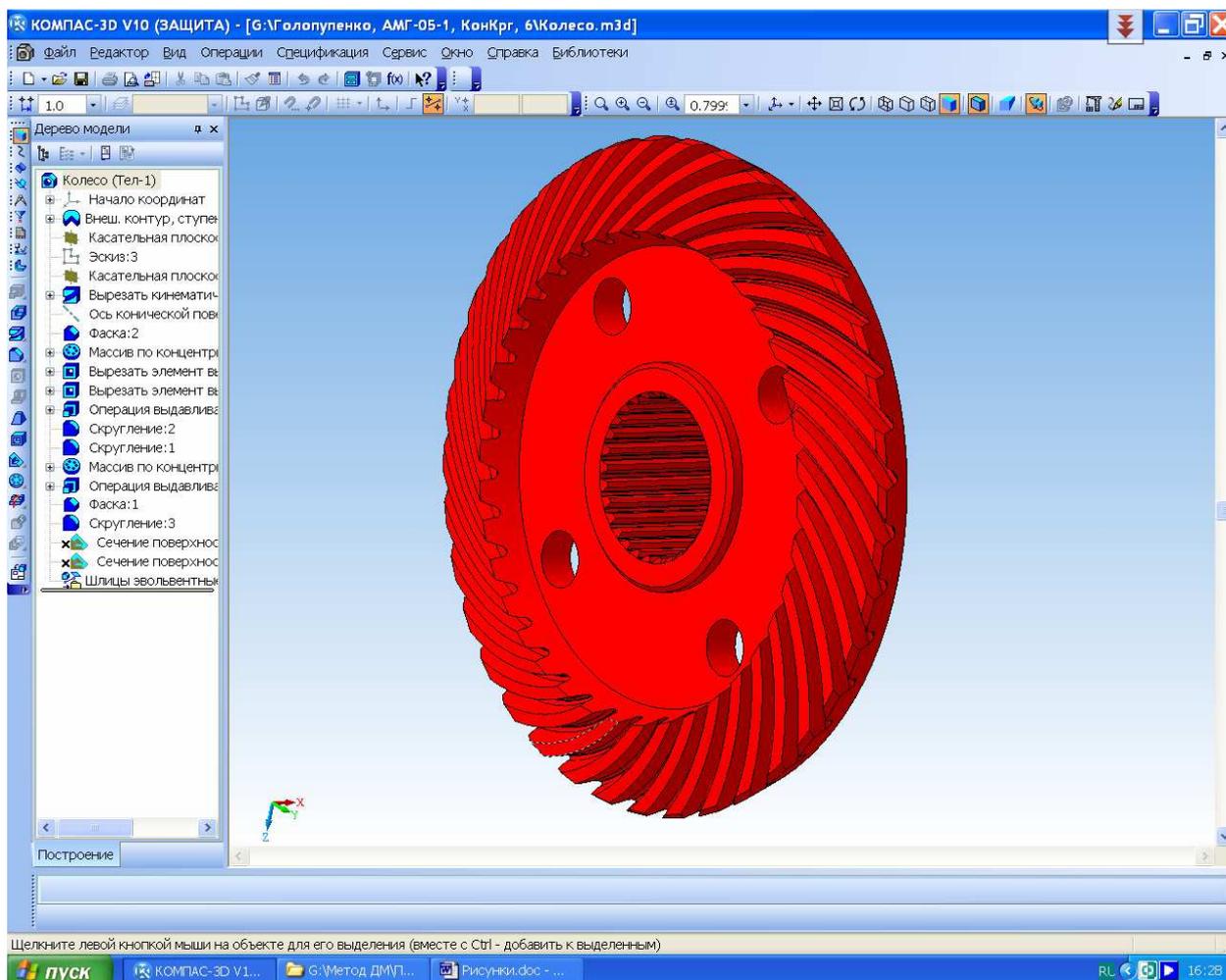


Рисунок 5.26

Описанные построения не вполне точны, поскольку кривая, вдоль которой происходит нарезание зуба, должна лежать в плоскости, касательной к делительному конусу, а не к конусу вершин зубьев конического колеса (но этого достаточно для выполнения курсового проекта). В этом случае, делительный конус должен быть построен с помощью операции  «Поверхность вращения» из панели инструментов  «Поверхности», которая после завершения всех построений «Скрывается» (делается невидимой). Такое построение студент может выполнить самостоятельно.

Файл сохраняют, но впоследствии его можно отредактировать.

5.3 Построение зубчатых колес червячной передачи

Построение трехмерных моделей червячной передачи также выполняют в библиотеке КОМПАС-SHAFT 2D, но после нажатия кнопки  «Червяк цилиндрической червячной передачи» или  «Червячное колесо цилиндрической червячной передачи». За ячейкой ввода «4. Коэффициент диаметра червяка» имеется кнопка , нажатие на которую предлагает рекомендуемые значения q в зависимости от выбранного модуля, как это видно из рисунка 5.27.

Важным моментом является выбор пятого параметра «Вид червяка» на «Странице 1» геометрического расчета. По умолчанию предлагается самый простой и наиболее распространенный «ZA» – червяк Архимеда с трапециидальным зубом. Если иное не задано в задании на курсовой проект, следует выбирать именно его. Следующим по применимости есть червяк с эвольвентным зубом «ZI». Чтобы перейти к «Странице 2» «Геометрического расчета» червяка или червячного колеса нужно нажать на закладку «Предмет расчета» и она станет доступной (это пока неисправленная ошибка КОМПАСа).

Естественно, что ответная деталь червячной передачи (червячное колесо) должна иметь тот же вид зуба и другие основные параметры (модуль m и коэффициент диаметра q). Обычно червячное колесо делают составным. Центральную его часть (маточина) изготавливают из прочной стали (такой же, которая используется для цилиндрических зубчатых колес), а зубчатый венец из бронзы или серого чугуна. Обе детали скрепляют разборным соединением, например гуженами, для ремонтной замены зубчатого венца при износе зубьев свыше допустимого. В качестве гуженов используют винты установочные из библиотеки КОМПАСа – «Библиотеки Стандартные изделия» → «Вставить элемент» → «Крепежные изделия» → «Винты» → «Винты установочные».

Все остальные действия аналогичны действиям при построении цилиндрических зубчатых колес, но в трехмерных моделях червяка и червячного колеса зубья не будут «нарезаны» программой КОМПАС. Их нужно строить дополнительно, как и для конических колес.

Не забудьте сохранить файлы результатов расчета в КОМПАС-SHAFT 2D и отпечатать их на бумаге, а также сохранить файлы построенных

трехмерных моделей червяка и червячного колеса под узнаваемым в последствии названием, например, «Червяк» или «Зубчатый венец».

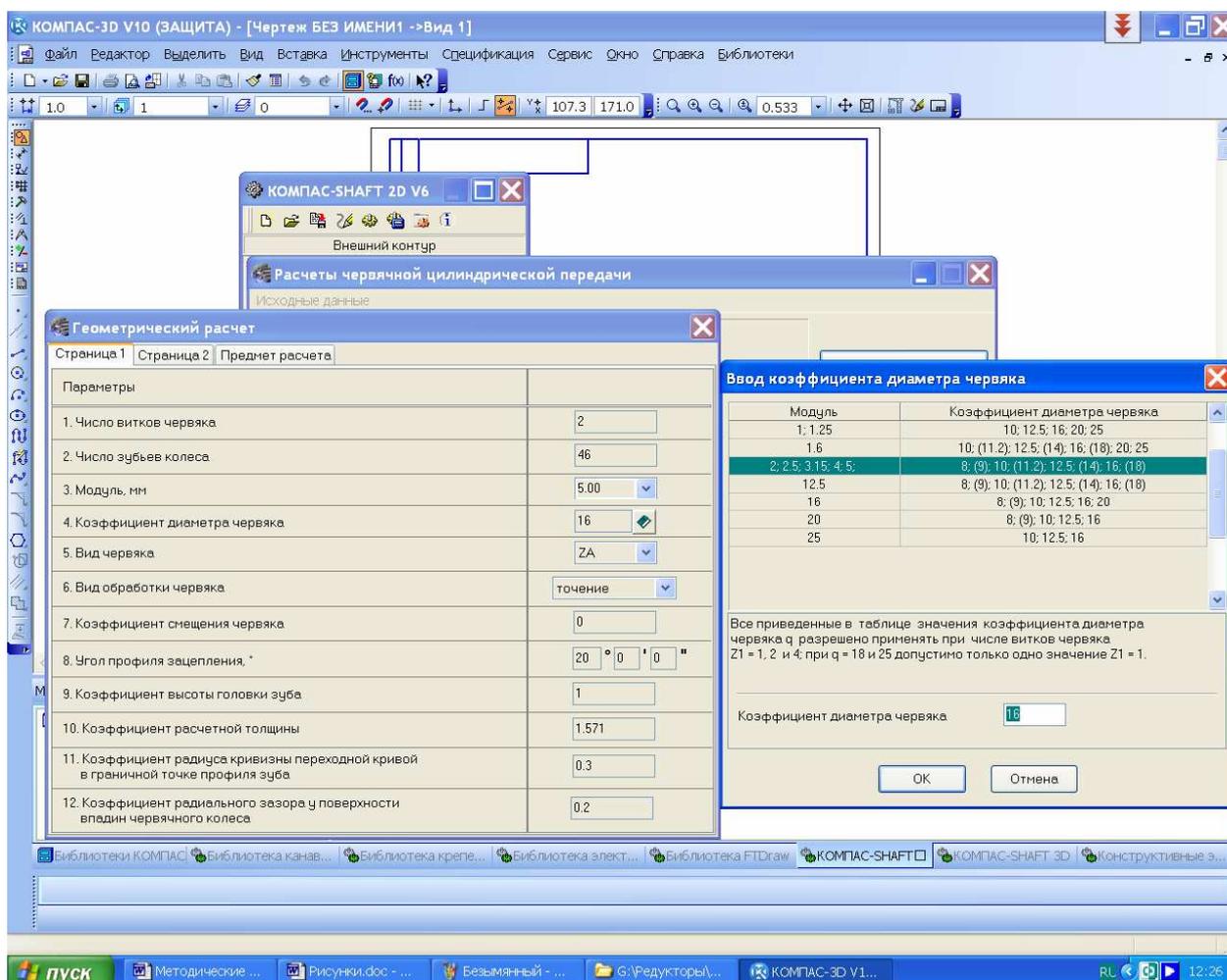


Рисунок 5.27

5.3.1 Построение зубьев червяка

Винтовые зубья строят на уже сгенерированной с помощью КОМПАС-SHAFT 2D трехмерной заготовке модели червяка (цилиндре). Ниже приведено описание построения червяка Архимеда.

Вначале с помощью команды «Смещенная плоскость» из меню инструментальной панели «Вспомогательная геометрия» строят вспомогательную плоскость, параллельную торцу цилиндра на расстоянии от 3 до 5 мм наружу от его тела. Лучше строить у торца, от которого начиналось построение цилиндрической заготовки червяка (где находится начало координат модели). На ней строят цилиндрическую спираль, вдоль которой будет располагаться «удаляемый» материал промежутка между соседними витками червяка. Для этого выделяют вспомогательную плоскость, от которой начнется построение спирали, нажимают на иконку «Спираль цилиндрическая» в меню инструментальной панели «Пространственные кривые» и

в открывшемся меню построения операции (на «Панели свойств», которая находится по умолчанию внизу экрана монитора) вводят параметры спирали. Задают число витков спирали так, чтобы она была длиннее заготовки примерно на один виток. Назначают «Шаг» p_{z1} , который должен быть равен «Ходу витка» (из таблицы «Результатов расчета» червяка в КОМПАС-SHAFT 2D) или берут из п. 4.3.3 (Определение модуля и коэффициента диаметра зубчатых колес), чтобы между соседними витками одного захода смогли разместиться витки остальных заходов (если их два или четыре). Направление построения спирали нужно выбрать таким, чтобы она размещалась в теле заготовки червяка. На закладке «Диаметр» той же панели нужно ввести диаметр, лучше делительный, полученный расчетным путем в КОМПАС-SHAFT 2D или наружный диаметр заготовки червяка (это не имеет существенного значения).

Затем на одной из основных плоскостей, которая проходит через ось червяка и начало спирали, создают новый  «Эскиз», как это показано на рисунке 5.28.

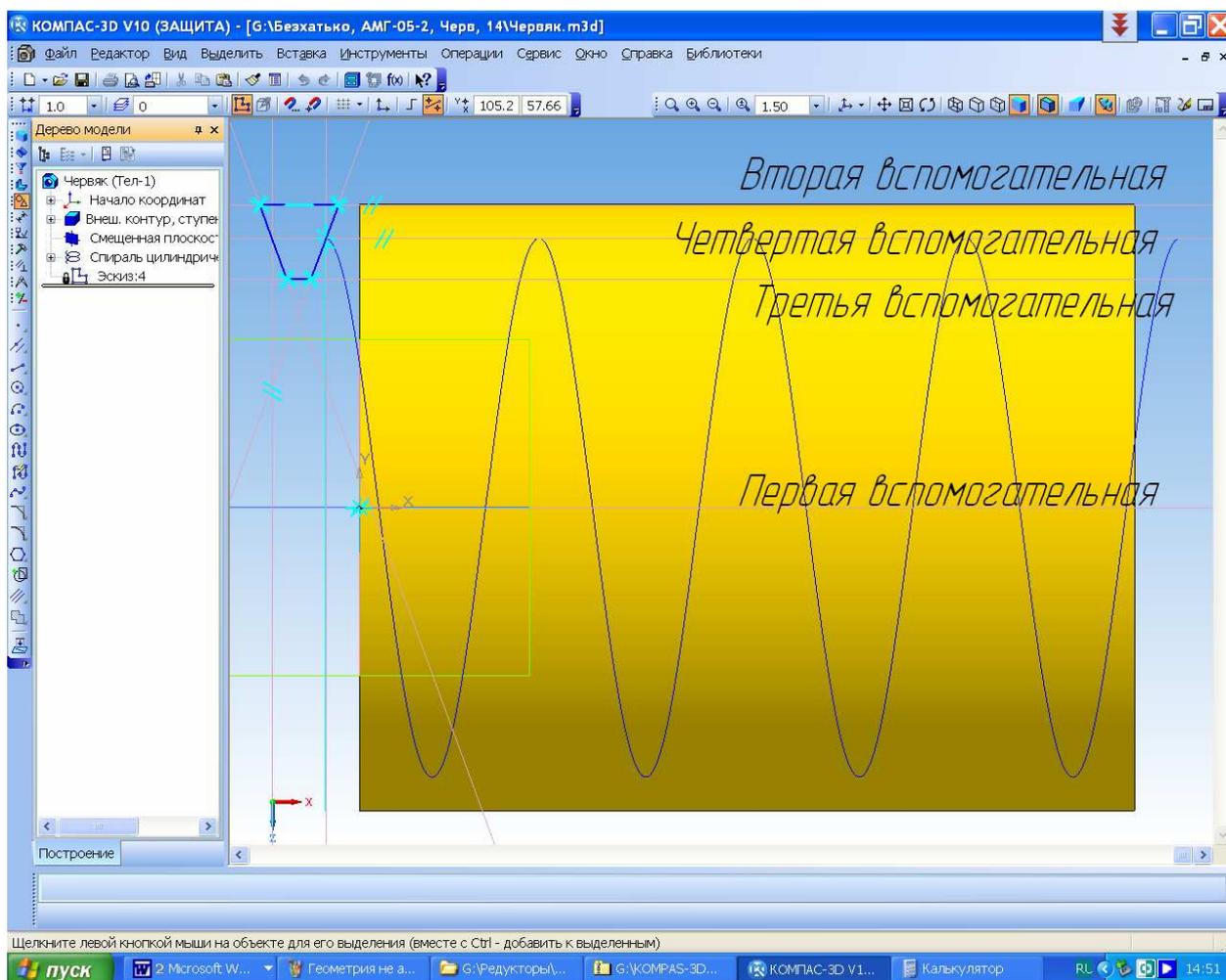


Рисунок 5.28

Переходят в инструментальную панель  «Геометрия» и через начало координат проводят первую вспомогательную прямую вдоль оси червяка (осевую). Параллельно ей со стороны точки начала спирали проводят вторую вспомогательную прямую по образующей цилиндра заготовки (диаметр окружности выступов зубьев d_{a1}). На расстоянии высоты зуба червяка (из таблицы «Результатов расчета» червяка в КОМПАС-SHAFT 2D) от второй вспомогательной проводят третью вспомогательную прямую в сторону осевой. Это есть линия окружности впадин зубьев, диаметр d_{f1} которой был вычислен в п. 4.3.5 (Определение диаметров и углов зубчатых колес).

Еще одна вспомогательная линия, четвертая, проведенная параллельно осевой и на расстоянии радиуса делительной окружности (диаметр делительной окружности d_1 также берут из таблицы результатов расчета червяка в КОМПАС-SHAFT 2D) обозначит на эскизе ее положение. Потом примерно через начало спирали, которая начинается на вспомогательной плоскости, проводят вспомогательную прямую, перпендикулярную осевой, а параллельно ей на расстоянии половины расчетного шага червяка p_1 от нее (из таблицы «Результатов расчета» червяка в КОМПАС-SHAFT 2D) еще одну вспомогательную прямую. Через точки пересечения двух вспомогательных линий с линией делительной окружности под углом 20° к ним проводят еще две вспомогательные прямые, образующие трапецию, соответствующую промежутку между двумя смежными винтовыми линиями заходов червяка. Указанную трапецию обводят замкнутой ломаной основной линией. Она не должна попадать на тело цилиндра, поскольку при этом винтовая канавка не будет полностью «нарезана» в теле трехмерной модели заготовки. Эскиз готов, его закрывают и переходят к «нарезанию» винтовых канавок командой  «Вырезать кинематически». В открывшейся панели операции указывают в качестве эскиза в «Дереве построения» эскиз трапеции, а в качестве траектории – цилиндрическую спираль. В окне меню «Движение сечения» выбирают  «Сохранять угол наклона» «нажав» курсором на соответствующую кнопку. Получилась винтовая канавка.

Затем на углы впадин и вершин зубьев накладывают радиусы скругления, величины которых берут из «Результатов расчета» червяка в КОМПАС-SHAFT 2D. Они называются там как «Радиус кривизны переходной кривой червяка». Операция  «Скругление» находится на инструментальной панели  «Редактирование детали». Добавляют также радиус кривизны линии притупления витка, равный примерно $0,1m$. Получился червяк, показанный на рисунке 5.29 (незавершенный).

Для однозаходного червяка ($z_1 = 1$) построение винтового зуба закончено. Для двух- или четырехзаходного необходимо дополнительно создать остальные винтовые канавки с помощью команды  «Массив по концентрической сетке» предварительно построив  «Ось конической поверхности», как это описано в п. 5.2.1 (Построение зубьев конических колес с прямым зубом) настоящих методических указаний. Полученную трехмерную

модель червяка со скрытыми вспомогательными объектами можно видеть на рисунке 5.30.

Обычно на торцах цилиндрической заготовки червяка добавляют фаски от 1,5 до 3 мм в зависимости от его размеров, в «дереве построения» они созданы операцией «Фаска 1».

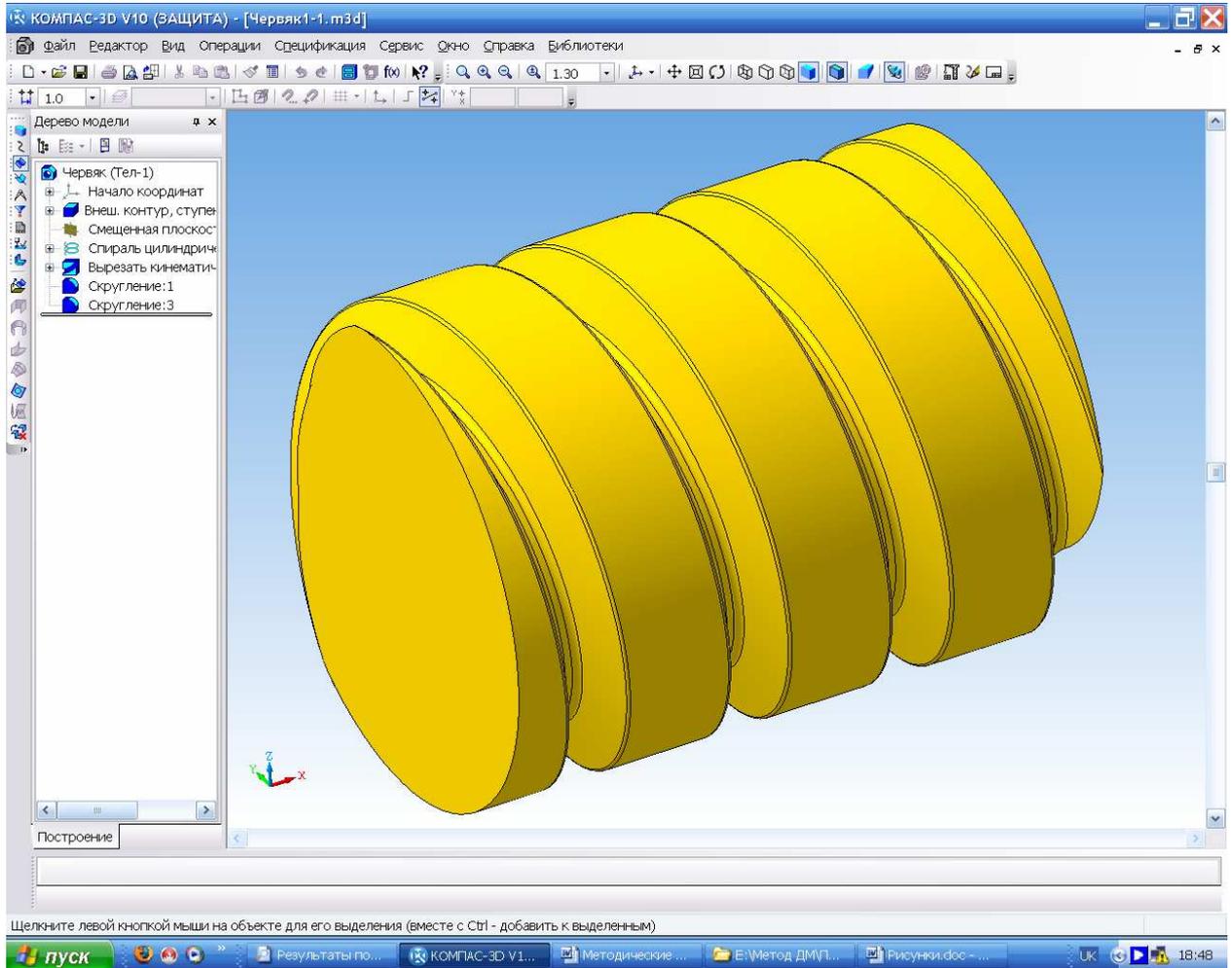


Рисунок 5.29

Для червячного зацепления с эвольвентным зубом «ZI» эскиз промежутка между зубьями, как и при построении зубьев конических колес (см. п. 5.2.1, Построение зубьев конических колес с прямым зубом), берется из эскиза вспомогательного построения. Для этого вначале строят трехмерную модель вспомогательного прямозубого цилиндрического колеса для зубчатой передачи с теми же основными параметрами (числом зубьев колес, модулем, диаметрами окружности впадин и выступов зубьев), как в червячном колесе. Затем открывают эскиз построения промежутка между соседними зубьями и копируют изображение в буфер памяти средствами КОМПАСа (они такие же, как и в Windows).

Обязательно нужно сохранить созданные и откорректированные файлы деталей.

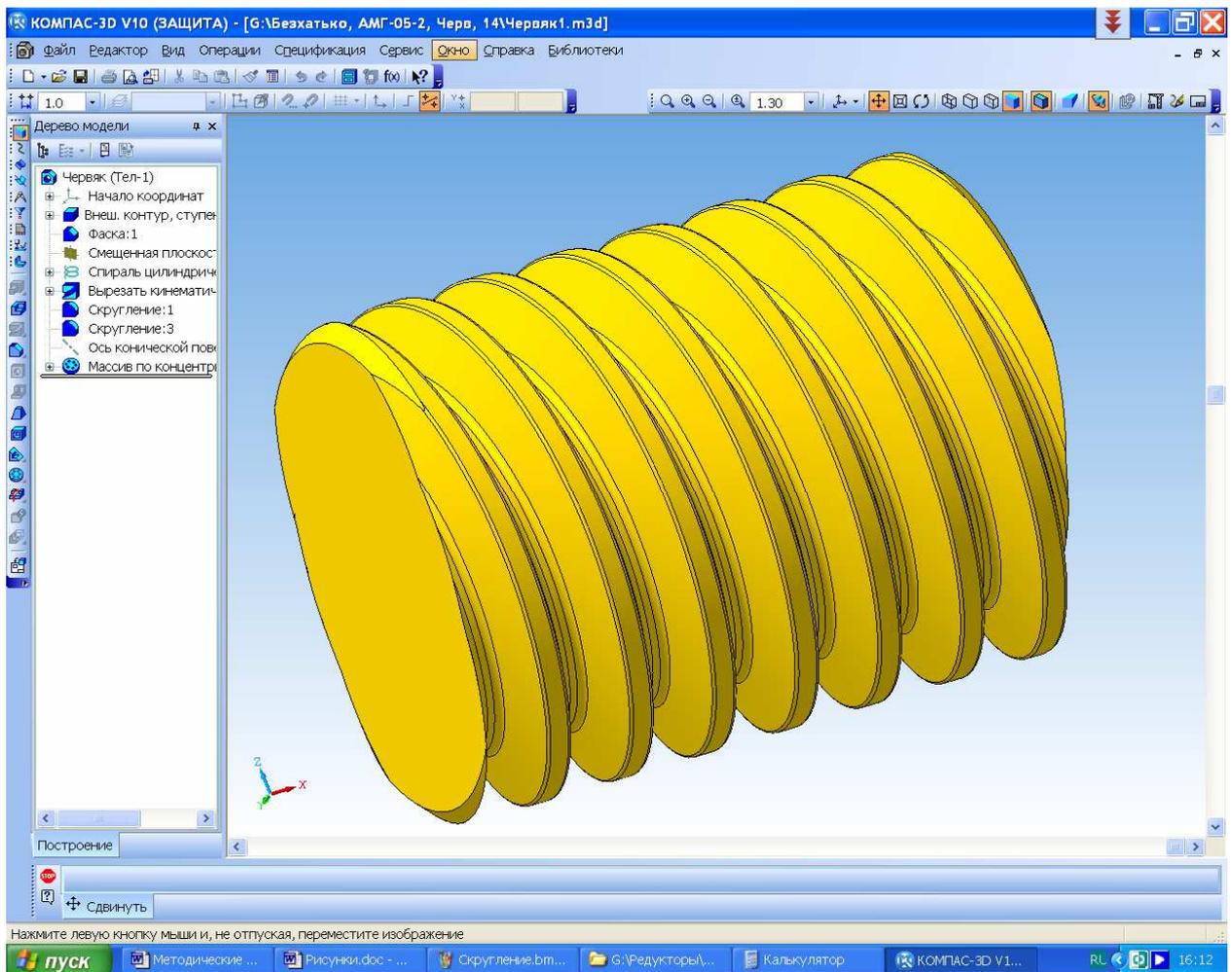


Рисунок 5.30

5.3.2 Построение зубьев червячного колеса

Зубья червячного колеса строят на уже сгенерированной с помощью КОМПАС-SHAFT 2D трехмерной заготовке модели зубчатого венца червячного колеса или на самом колесе, если размеры его незначительны. На практике обычно зубья червячного колеса нарезают на уже собранном составном червячном колесе, когда заготовка венца закреплена на маточине. КОМПАС десятой версии позволяет это делать, то есть построение зубьев выполняют в файле  «Сборка». Для упрощения описания ниже построение зубьев будет

показано в файле  «Деталь» КОМПАСа, и далее будем называть деталь, на которой «нарезаются» зубья, червячное колесо или просто колесо.

Построение начинают с создания в файле заготовки червячного колеса вспомогательной плоскости, построенной под небольшим углом (например, 5°) к одной из главных плоскостей, проходящих вдоль оси вращения червячного колеса (не перпендикулярно), как это показано на рисунке 5.31. Это делают с помощью инструментальной панели  «Вспомогательная геометрия» и команды  «Плоскость под углом к другой плоскости» (например,

к главной плоскости «ХУ» через ось «Х»). Необходимо это для того, чтобы в будущем при создании сборки, изменяя указанный угол «настроить» трехмерную модель червячного зацепления (добиться попадания зубьев колеса точно в промежутки между винтовыми канавками червяка).

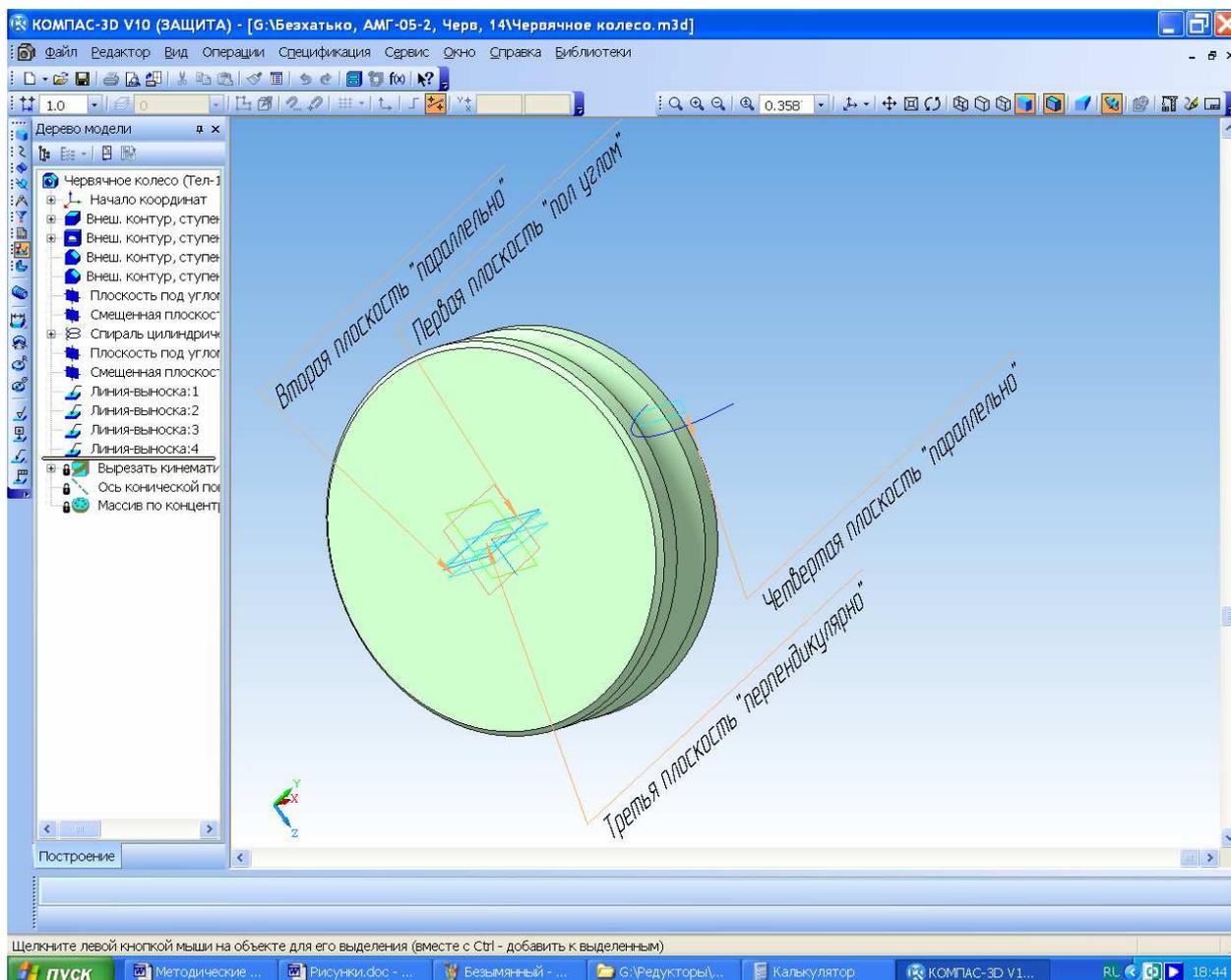


Рисунок 5.31

Параллельно первой на расстоянии половины «Расчетного шага червяка» (из таблицы «Результатов расчета» червяка или червячного колеса в КОМПАС-SHAFT 2D, поскольку они должны быть одинаковыми) строят вторую вспомогательную плоскость, используя команду «Смещенная плоскость». На этой плоскости, как описано в п. 5.3.1 (Построение зубьев червяка), строят спираль с теми же параметрами, что и для уже построенного червяка, который будет работать в паре с червячным колесом в червячной передаче. Но есть два отличия. Первое – число витков спирали устанавливают равным 0,5 (больше не нужно для нарезания одного промежутка между двумя зубьями) и второе – «Точка привязки» оси спирали должна быть со следующими координатами: первая X равна половине «Ширины венца червячного колеса», а вторая Y – «Межосевому расстоянию» передачи. На-

правление спирали следует выбрать таким, чтобы она прошла через тело колеса, а ее середина (четверть витка) находилась точно над осевой линией.

Далее строят еще одну вспомогательную плоскость (третью) перпендикулярную первой «Плоскость под углом к другой плоскости» устанавливая угол между ними равным 90° . Затем последнюю, четвертую, параллельно третьей на межосевом расстоянии. Эта плоскость располагается там, где будет находиться ось вращения червяка в червячной передаче. На ней создают «Эскиз», приведенный на рисунке 5.32.

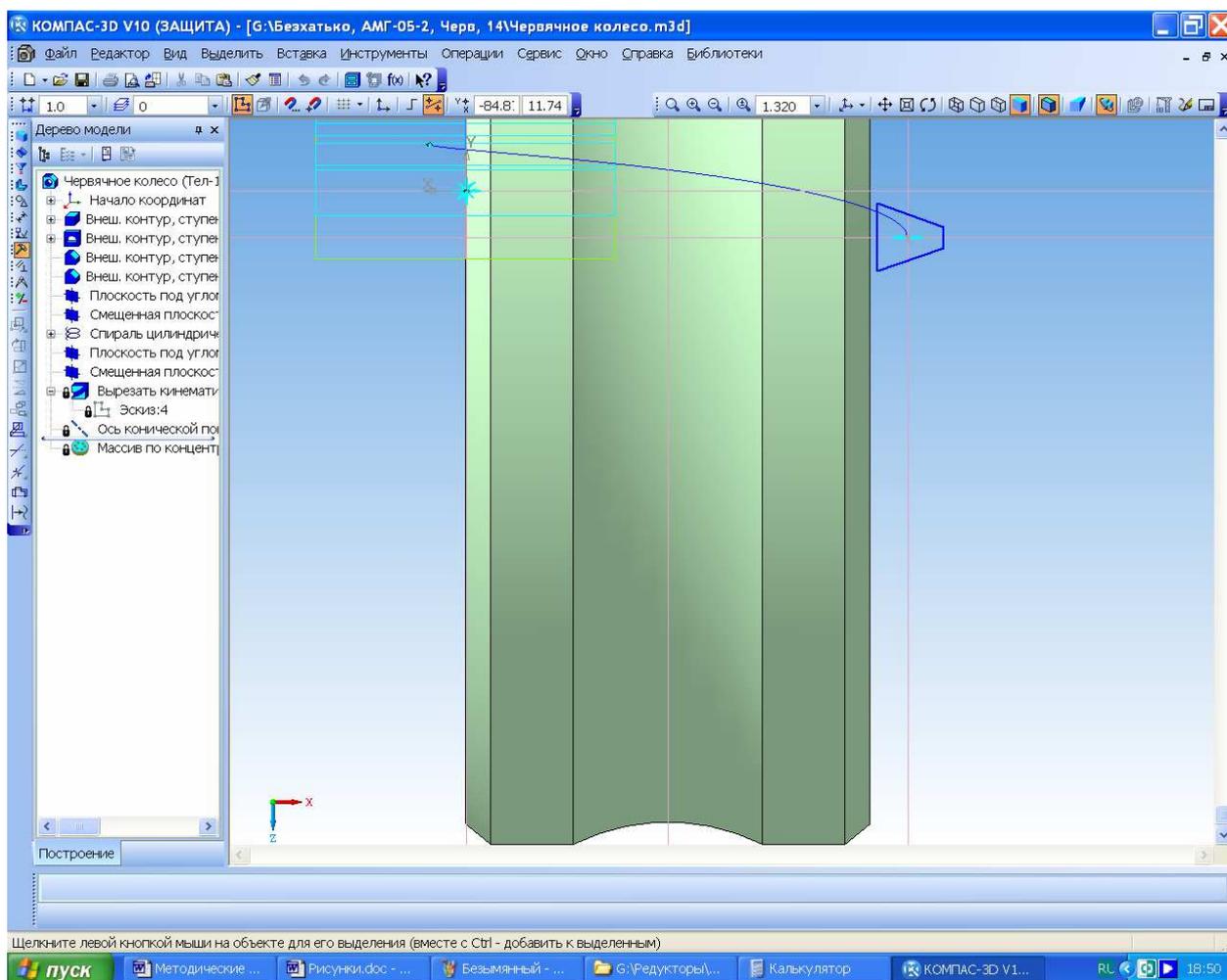


Рисунок 5.32

В эскизе проводят вспомогательную прямую через начало координат вдоль оси вращения колеса, а потом вторую вспомогательную прямую, на расстоянии половины «Расчетного шага червяка» от осевой линии и параллельно ей. Можно даже «Спроецировать объекты» на плоскость эскиза, – точки начала и конца спирали. Они должны находиться на одном и том же расстоянии от осевой линии, равном половине «Расчетного шага червяка», и на одном расстоянии относительно поперечной оси симметрии колеса (которая условно разделяет венец колеса на два стоящих один за дру-

гим цилиндра). Для получения червячного колеса, показанного на рисунке 5.33 нужно выполнить еще несколько построений и операций.

Вдоль поперечной оси симметрии колеса проводят вспомогательную прямую, перпендикулярную осевой линии. Затем параллельно ей на расстоянии радиуса «Начального диаметра червяка» (если коэффициент смещения червяка равен нулю, то он совпадает с диаметром делительной окружности) со стороны точки начала спирали еще одну вспомогательную параллельную прямую.

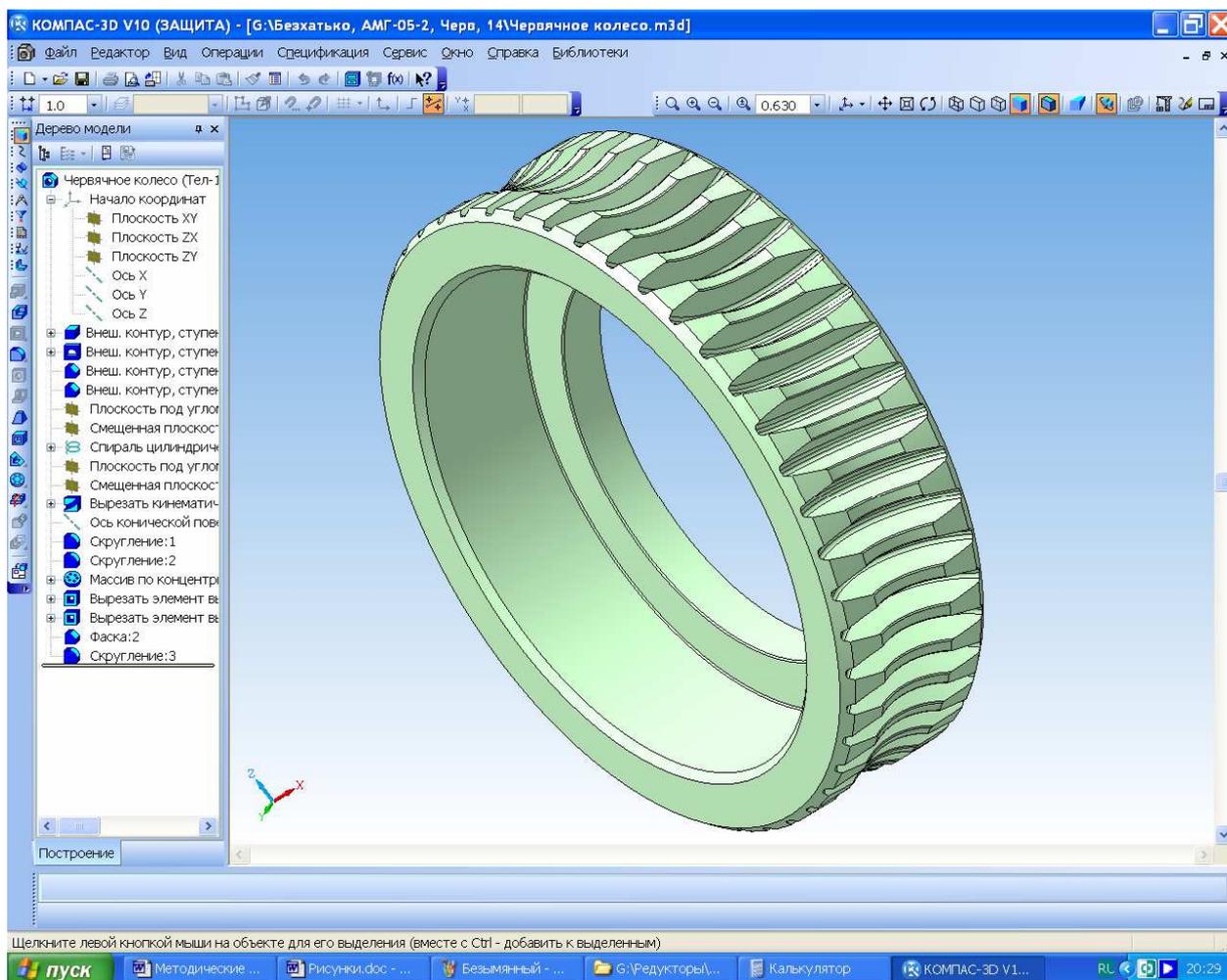


Рисунок 5.33

В качестве эскиза удаляемого материала между двумя соседними зубьями при нарезании зубьев колес используется уже построенный эскиз для «изготовления» зубьев червяка. Из файла червяка копируют изображение трапеции (или эвольвентной фигуры) и вставляют в текущий эскиз, нужным образом ориентируя изображение для «нарезания» зуба и привязывая его центр по линии делительной окружности к точке начала спирали. Эскиз закрывают.

Затем, как и в п. 5.3.1 (Построение зубьев червяка) используя команду  «Вырезать кинематически» «вырезают» промежуток между двумя соседними зубьями и подобным образом стоят остальные зубья колеса. Для этого с помощью команды  «Ось конической поверхности» строят ось, а

потом удаляют все остальные промежутки между зубьями колеса при помощи операции  «Массив по концентрической сетке». Если строят зубчатый венец, который затем оденут на маточину, то удаляют центральную часть (см. рисунок 5.33).

5.4 Построение 3D модели зубчатого зацепления

Завершив построение зубчатых колес, выполняют проверочное построение трехмерной модели зубчатого зацепления, как это показано на рисунке 5.34 для цилиндрической пары.

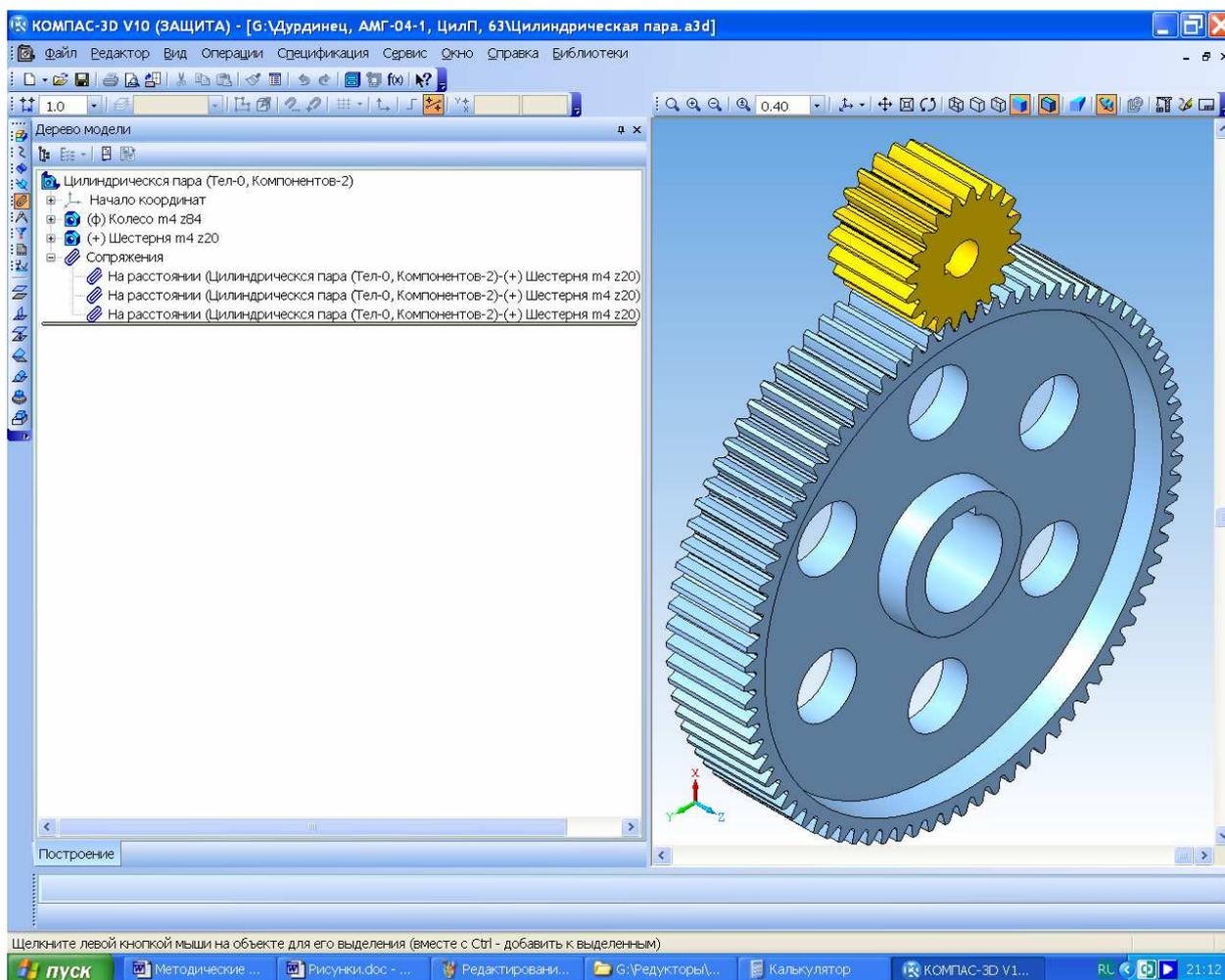


Рисунок 5.34

Для этого создают файл формата  «Сборка» в КОМПАСе, который лучше сразу же сохранить, присвоив ему имя, например, «Зубчатая пара». Создание сборки начинают с операции  «Добавить из файла» на панели инструментов  «Редактирование сборки». После «нажатия» на эту кнопку открывается подменю «Выберите модель», в котором можно либо выбрать модель в одном из открытых в данный момент окон КОМПАСа, либо выбрать ее «Из файла». Затем на экране монитора появляется фантом

трехмерной модели первой вставляемой в сборку детали. Обычно, наводят курсор на начало координат и нажимают на левую кнопку мышки (это впоследствии позволит привязываться к основным плоскостям и осям файла при наложении сопряжений для других деталей сборки). Изображение фиксируется и его можно вместе с системой координат сборки двигать по экрану, вращать, разрезать и т.д. всеми доступными средствами КОМПАСа. Чтобы завершить создание сборки, показанной на рисунке 5.35, далее выполняют следующее.

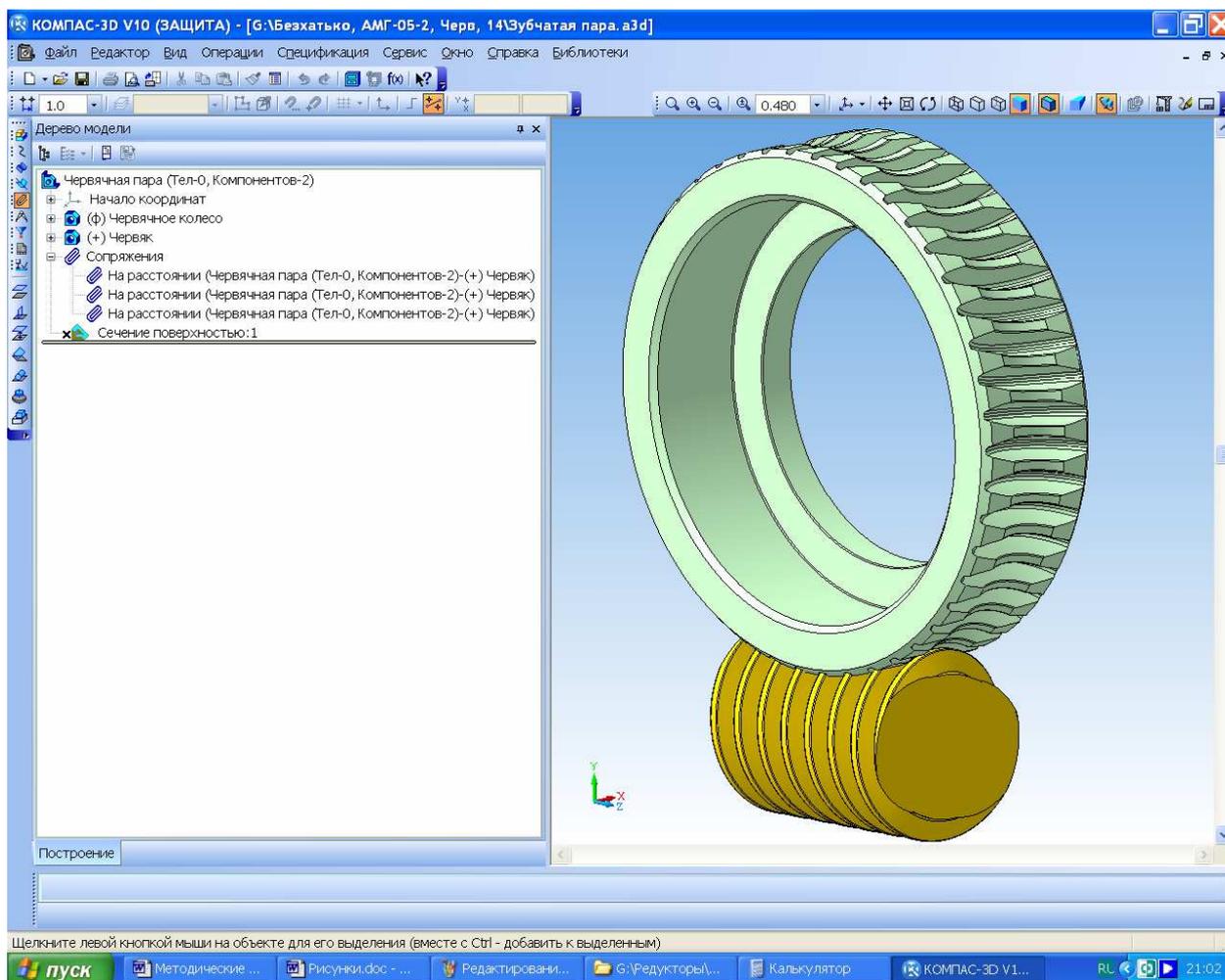


Рисунок 5.35

С помощью той же команды  «Добавить из файла» рядом с первой деталью размещают следующую деталь сборки, но она еще не зафиксирована и может перемещаться относительно первой детали с помощью команд  «Переместить компонент» и  «Повернуть компонент» из панели инструментов  «Редактирование сборки». Именно этими командами вторую деталь устанавливают в положение, наиболее близкое к требуемому.

Чтобы зафиксировать деталь относительно начала координат сборки или первой детали используют операции из инструментальной панели  «Сопряжения». На второй детали определяют одну из (обычно основных) плоскостей, которая должна совпадать с одной из главных плоскостей трех-

мерной модели сборки. Затем выбирают сопряжение  «Совпадение объектов» и, следуя подсказкам КОМПАСа, указывают по очереди обе плоскости. Вторая деталь быстро занимает указанное положение. Затем устанавливают один из торцов второго зубчатого колеса на расчетное расстояние. Для этого выбирают сопряжение  «На расстоянии», указывают соответствующие плоскости, а в ячейке «Расстояние» величину расстояния, как видно из рисунка 5.36.

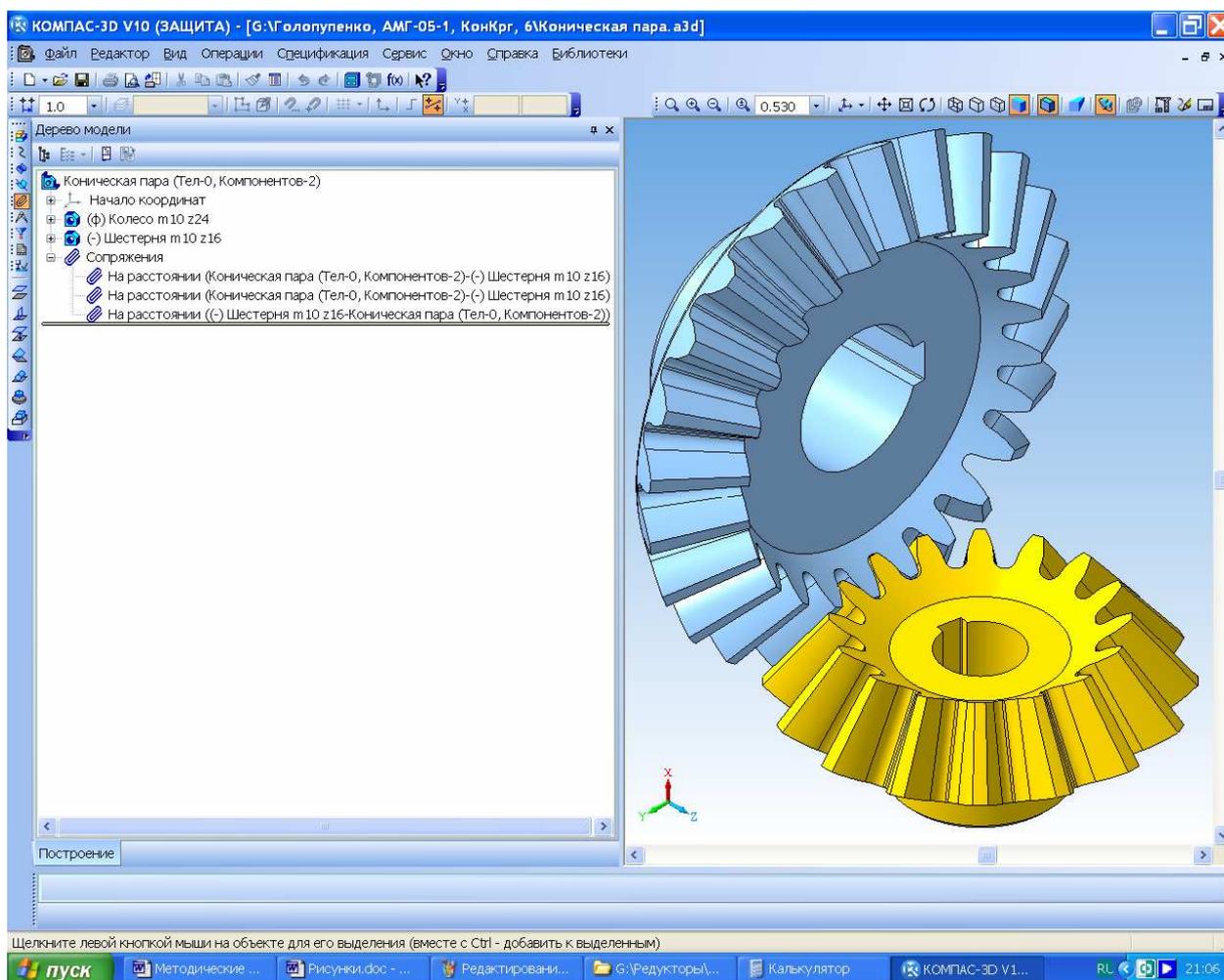


Рисунок 5.36

Эта команда позволяет при задании и редактировании сопряжения менять  «Направление» и  «Ориентацию» второй детали для исправления возможных неточностей.

Сопряжение  «На расстоянии» используют и для установки, например, торцов зубчатых колес в зацеплении на расстоянии друг от друга, равном половине разницы ширины колеса и шестерни.

Вторым способом сопряжения конической пары есть следующий. Коническое колесо привязывают в точке вершины конуса шестерни, которая первой была зафиксирована этой точкой в начале координат файла сборки. Затем устраняют возможность его перекатывания по шестерне, совместив

соответствующие плоскости сопряжением  «Совпадение объектов» или  «На расстоянии» (используя результаты расчета размеров зубчатого зацепления из п. 3.3.7, Определение диаметров зубчатых колес).

Настал момент проверки правильности зубчатого зацепления. Визуально проверяют, не попадают ли зубья смежных колес друг на друга, есть ли зазор между головкой зуба одного колеса и впадиной другого. Полезно рассечь сборку операцией  «Сечение поверхностью» по одной из подходящих плоскостей. Это хорошо видно на рисунке 5.37.

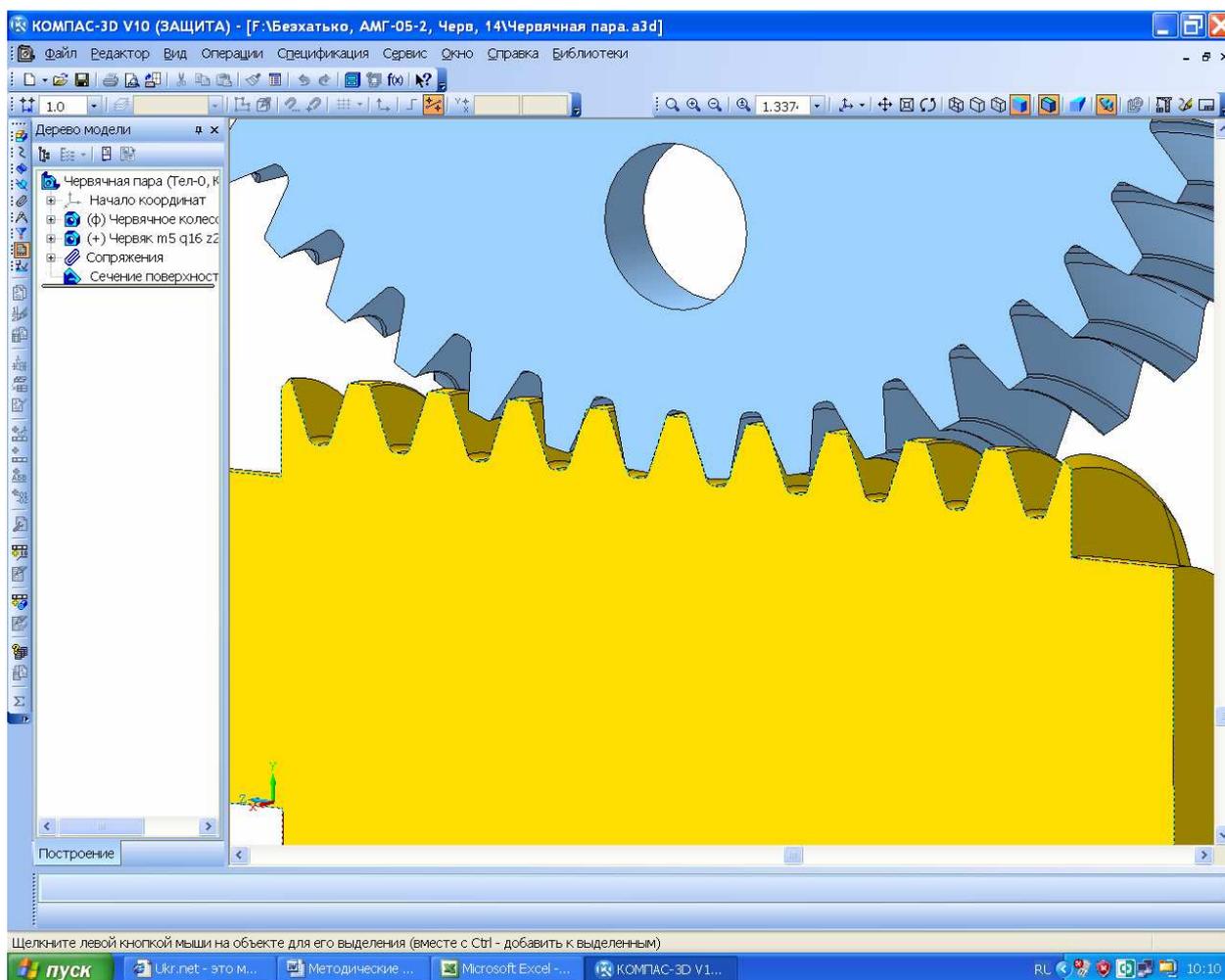


Рисунок 5.37

По завершении просмотра операцию исключают из расчета, – наводят курсор на строчку операции в «Дереве построения», нажимают правую кнопку мышки и выбирают в контекстном меню строчку «Исключить из расчета». В любой момент операцию можно снова сделать активной, выполнив те же действия, но теперь уже выбрав строчку «Включить в расчет».

Если все-таки, зубья не совпали, то сборку нужно перестроить, изменив сопрягаемые плоскости (обычно нужно «провернуть» вторую деталь на 90°) или изменить угол наклона первой вспомогательной плоскости в колесе.

6 Расчет выходных концов валов

Расчет заключается в определении диаметров выходных концов валов из условия прочности на кручение при пониженных напряжениях.

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{16T_1 \cdot 10^3}{\pi[\tau]_k}},$$

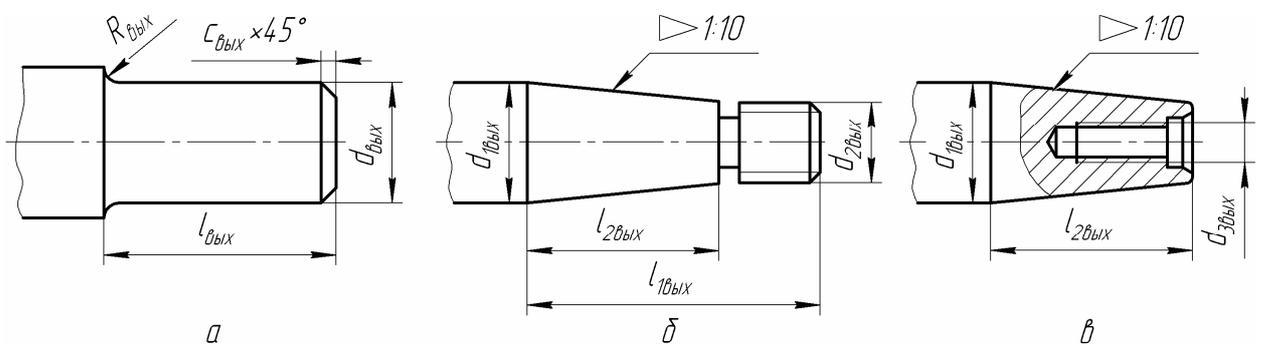
где $[\tau]_k$ – пониженное допускаемое касательное напряжение без учета влияния изгиба, принимают равным 15 МПа.

Сначала выбирают вид выходного конца вала, один из показанных на рисунке 6.1 (конический или цилиндрический), а затем принимают окончательные его размеры (диаметр и длина) округляя их в большую сторону до ближайшего значения из стандартного ряда в соответствии с ГОСТ 6636-72.

Если в техническом задании на проект не указаны специальные требования на использование муфт особого типа, то при выполнении курсового проекта следует принимать цилиндрические выходные концы валов из ряда 1 (реже из ряда 2), приведенного в таблице 6.1. Там же указаны соответствующие диаметрам длины, радиусы скруглений и фаски (см. рисунок 6.1 а).

Таблица 6.1

d_i	Ряд 1	6;	8;	10;	12;	16;	20;	25;	32;	40;	50	55	60;	80;	100;	140	160;			
	Ряд 2	7	9	11	14	18	22	28	36	45	55	70	90	110	150	180				
$l_{вых}$		16	20	23	30	40	50	60	80	80	110	110	110	140	140	170	210	210	250	300
$R_{вых}$		0,4	0,6	0,6	1,0	1,0	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0	3,0	4,0	4,0
$c_{вых}$		0,2	0,4	0,4	0,6	0,6	1,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	3,0	3,0



- а – цилиндрический
 б – конический тип I
 в – конический тип II

Рисунок 6.1 – Выходные концы валов

7 Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов

После построения трехмерных моделей зубчатых колес, проверки правильности зубчатого зацепления и определения размеров выходных концов валов переходят к построению трехмерных моделей валов. Эту работу начинают с выбора компоновки сборки вала. При выполнении п. 1.3 (Выбор схемы компоновки редуктора и определение его передаточного числа) уже были выбраны как общая компоновка редуктора, так и компоновка подшипниковых узлов (как, например, это показано на рисунке 7.1), с помощью которых валы устанавливаются в корпусе редуктора. На данном этапе необходимо убедиться в правильности сделанного выбора или внести изменения в конструкцию.

При назначении диаметров ступеней вала за основу берут полученный в п. 6 (Расчет выходных концов валов) диаметр выходного конца вала (на рисунке 7.1 – $\varnothing 15$).

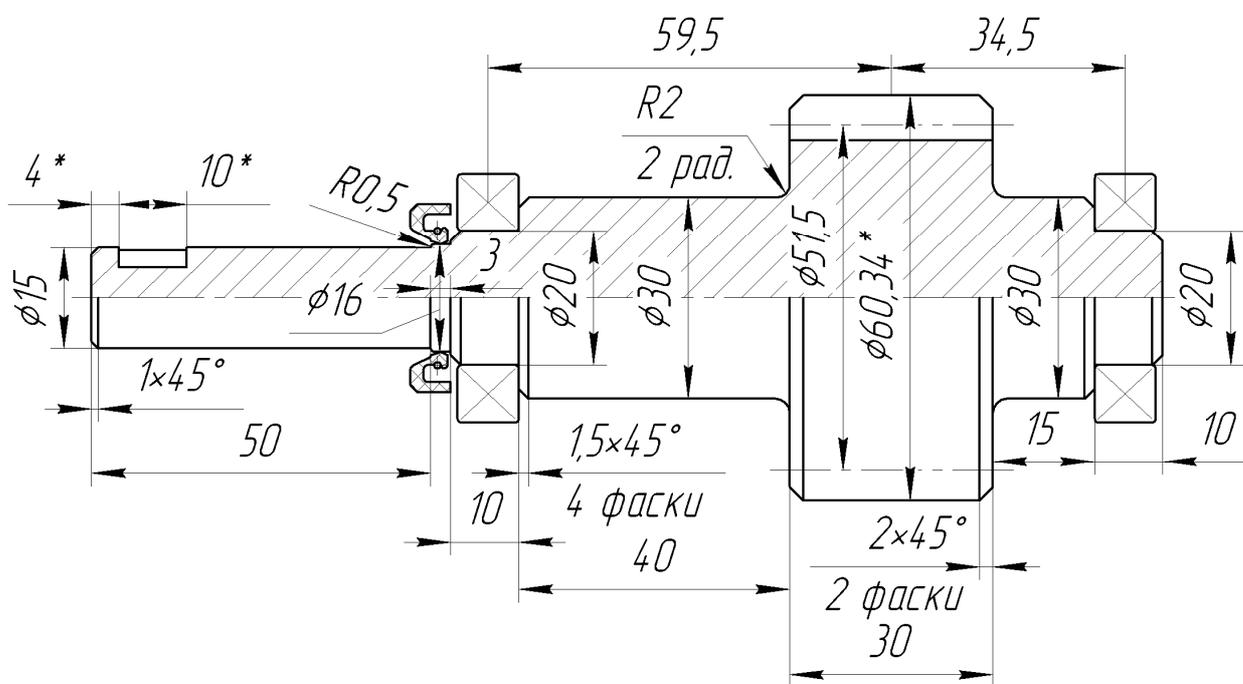


Рисунок 7.1 – Компоновочный эскиз вала (вал-шестерни)

При создании трехмерной модели любой детали необходимо пользоваться [4] (т. 1, стр. 481), чтобы правильно строить стандартизованные и нормализованные конструктивные элементы (уже созданные трехмерные модели зубчатых колес также должны быть проверены на соответствие указанным требованиям).

Есть определенные отличия между принципами построения сборочных единиц валов цилиндрических, конических и червячных зубчатых передач, но всегда начинают с выбора подшипников. Вначале пробуют с особо легких и легких серий и если такие подшипники не проходят по грузоподъемности или долговечности, то переходят к средней, тяжелой и особо тяжелой серии.

7.1 Особенности компоновки валов цилиндрических редукторов

Валы цилиндрических редукторов обычно опираются на шариковые, реже на роликовые радиальные подшипники. Если передача косозубая с большим углом наклона линии зуба, то могут применяться радиально-упорные подшипники. Шевронные колеса уравновешены по осевым силам и не требуют таких подшипников.

Обычно внутренние кольца подшипников напрямую или через маслоотражающие кольца (дистанционные втулки) упираются в буртики вала слева и справа от зубчатого колеса, а внешние кольца подшипников сжимаются навстречу друг другу выступами крышек подшипниковых узлов, одна из которых – глухая, а другая – проходная (для выходного конца вала). Так должно быть при нагревом до рабочей температуры подшипнике, но в холодном состоянии между одной из крышек на валу и наружным кольцом подшипника должен быть зазор величиной от 0,5 до 1 мм [4] (т. 2, стр. 250). Правильным было бы изобразить этот узел без зазора, но задать размер высоты упорной части крышки с допуском гарантированного зазора, например b12 или b13. Конические же подшипники всегда должны быть сжаты некоторым монтажным предварительным осевым усилием, которое исключает перекосяк тел качения относительно колец подшипника.

Внутри проходных крышек устанавливают уплотнения, препятствующие вытеканию подшипниковой смазки и попаданию пыли внутрь редуктора. Обычно уплотнения делают лабиринтными или сальниковыми.

7.2 Особенности компоновки валов конических редукторов

Шестерня конического колеса часто изготавливается заодно с валом и называется вал-шестерня (это обычно делают и в цилиндрических передачах). Она, как правило, устанавливается в корпусе редуктора консольно. Подшипники размещаются со стороны выходного конца вала на некотором расстоянии друг от друга. Иногда их ставят парами или применяют сдвоенные подшипники специальных серий. Подшипники выходного вала размещают так же, как у цилиндрических передач, но в конических передачах применяют упорные, конические радиально-упорные и реже шариковые радиально-упорные подшипники. Иногда в паре устанавливают подшипники разного размера и даже типа. Чаще всего подшипники фиксируются внутренними кольцами относительно вала или дистанционной втулки, а внешними кольцами в корпусе редуктора или промежуточной гильзе выступами крышек подшипниковых узлов.

7.3 Особенности компоновки валов червячных редукторов

Подшипниковые узлы червячных передач компонуются примерно так же, как и цилиндрических, но по причине больших величин осевых сил используют подшипники того же вида, что и в конических передачах (радиаль-

но-упорные). Иногда на валу червяка в паре с радиальным или радиально-упорным подшипником могут быть применены упорные подшипники. Фиксируются подшипниковые узлы червячных передач в корпусе редуктора так же, как и в цилиндрических и конических передачах.

7.4 Построение трехмерных моделей валов

Построение трехмерной модели вала начинают с создания файла в формате  «Деталь» КОМПАС 3D. Файл лучше сразу сохранить под именем, например, «Вал тихоходный». Если тихоходный вал (входной в редукторе) будет изготовлен с шестерней заодно, то ступени вала лучше «пристроить» к уже построенной шестерне. Поэтому открывают файл детали «Шестерня» и переименовывают его в «Вал-шестерня».

Построение вала обычно начинают со средней части, – построения цилиндрической ступени посадочного места под крепление зубчатого колеса, размеры которого уже примерно определены. На рисунке 7.2 первая ступень вала подсвечена.

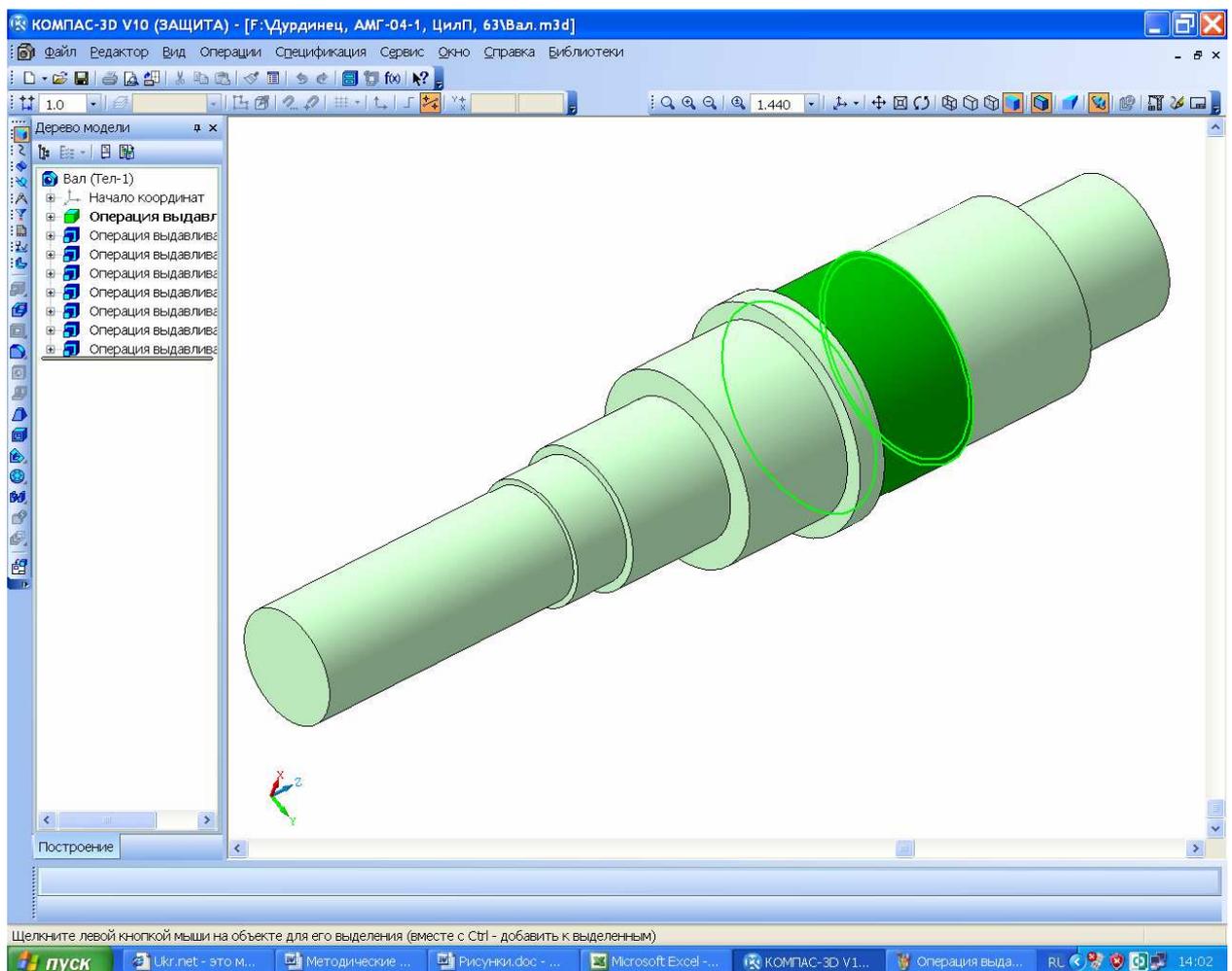


Рисунок 7.2

Эта ступень должна быть больше от 5 или 30 мм по диаметру, чем выходной конец вала в зависимости от мощности редуктора (см. рис. 7.1). Затем, с одной стороны делают ступень большего диаметра, в которую упрется колесный центр, а с другой – меньшего диаметра, чтобы колесо можно было надеть на вал при сборке (см. рис. 7.2).

Операции построения цилиндрических ступеней в КОМПАС 3D выполняются следующим образом. На одной из основных плоскостей создают  «Эскиз», в котором с привязкой к началу координат строят окружность нужного диаметра, пользуясь командой  «Окружность» из меню  «Геометрия». Затем закрывают эскиз и с помощью команды  «Операция выдавливания» формируют цилиндр нужной длины. И диаметр и длина любой ступени вала могут быть впоследствии отредактированы.

После построения первой пары цилиндрических ступеней вокруг ступени для посадки колеса, создают еще две ступени – посадочные места для установки подшипников. Эти ступени должны быть меньшего диаметра, чем построенные ранее. Размеры заплечников для установки подшипников стандартизованы, поэтому следует придерживаться рекомендаций [4] (т. 2, стр. 177). Затем со стороны выходного конца вала формируют еще одну ступень – опорную поверхность для установки уплотнения и, собственно, сам выходной конец вала. Конические ступени валов делают аналогично цилиндрическим, но в меню  «Операции выдавливания» указывают  «Уклон внутрь» в градусах.

В торцах тяжелых и длинных валов делают центровые отверстия, используя библиотеку «Стандартные элементы→Конструктивные элементы→Отверстия→Центровые отверстия», как это показано на рисунке 7.3. После выбора из библиотеки типа и диаметра центрального отверстия, нажимают на кнопку  «Позиционирование» на панели «Свойств» и указывают координаты отверстия (для центрального отверстия они нулевые) и на кнопку  «Создать объект». Отверстие будет построено.

Поскольку посадочные поверхности под внутренние кольца подшипников шлифуют, обеспечивая нужный размер с допуском и шероховатостью поверхности, то в местах выхода шлифовального круга (у ступени большего диаметра) должны быть выполнены соответствующего размера канавки. Их «вырезание» вызывают из библиотеки «Машиностроение→Библиотека канавок для КОМПАС-3D→Канавка по ГОСТ 8820-69 (выход шлифовального круга)», как это показано на рисунке 7.4. Следуя подсказкам программы нужно указать курсором (с нажатием левой кнопки мышки) цилиндрическую поверхность, на которой должна быть канавка, а затем выбрать в выпавшем меню нужные размеры канавки (лучше принять рекомендуемые) и указать торец, возле которого она должна быть «нарезана». После нажатия кнопки «ОК» канавка будет построена.

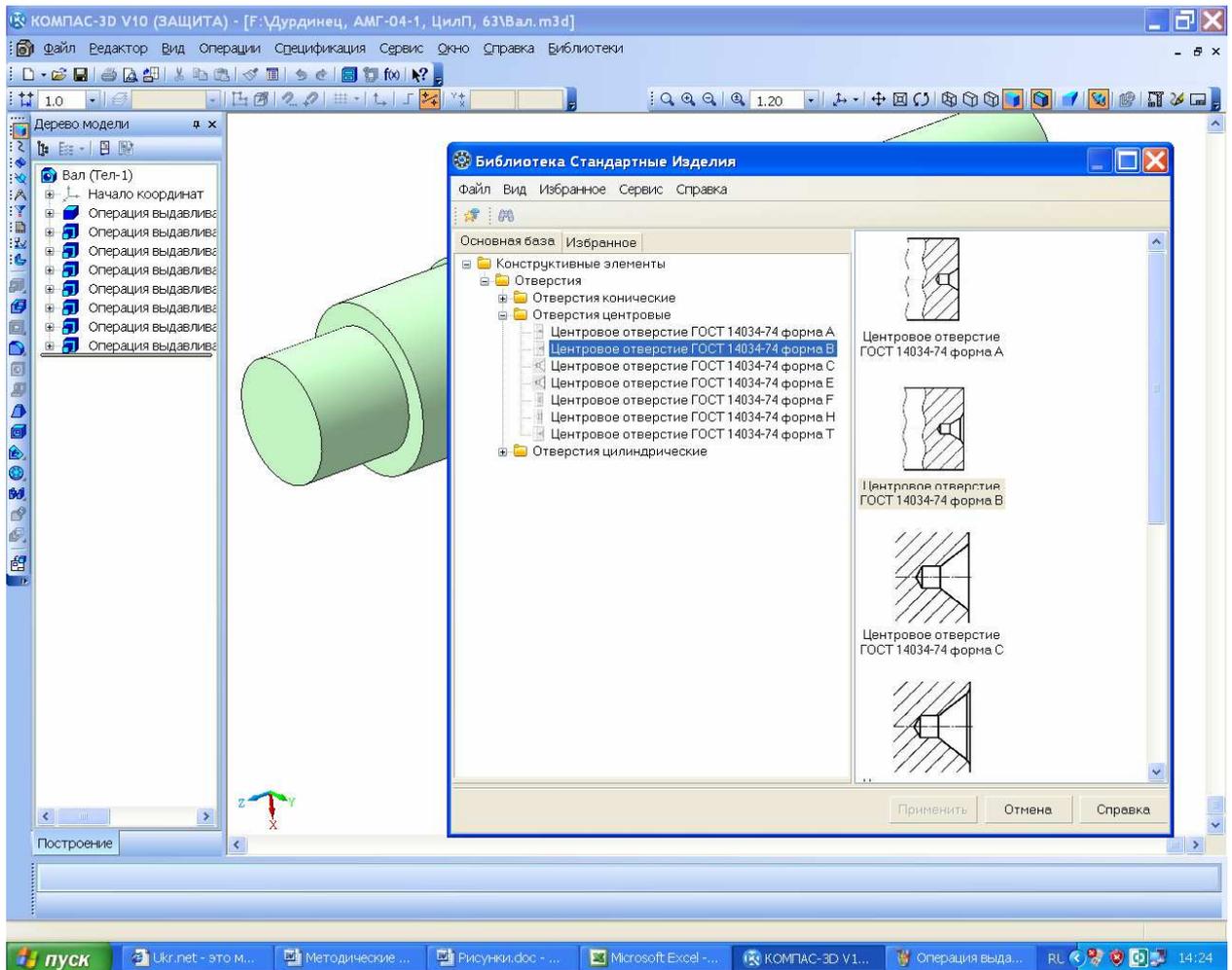


Рисунок 7.3

Для крепления зубчатых колес на валах, а также полумуфт на выходных концах валов чаще всего используют шпоночное соединение. Построение шпоночных пазов и шлицев на трехмерных моделях валов выполняют так же, как это уже было описано в п. 5.1 (Построение зубчатых колес цилиндрической передачи).

В самую последнюю очередь с помощью соответствующих команд на инструментальной панели «Редактирование детали» на валу строят «Фаски» и радиусные «Скругления». Выделяют ребра или грани, на которых будут созданы эти элементы. Высоту ребра фаски и угол ее наклона, как и величину радиуса, указывают в соответствующих ячейках меню операции. Готовый вал приведен на рисунке 7.5.

Аналогично строят вал-шестерню и червяк, который всегда изготавливают заодно с валом, только в качестве первой цилиндрической ступени используются уже построенные шестерня или червяк.

7.5 Построение трехмерных моделей сборок валов

Валы в сборе – это первые сборочные единицы, трехмерные модели которых должны быть построены при выполнении курсового проекта одно-

ступенчатого редуктора. Для этого создают файл  «Сборка» КОМПАС 3D, который желательно сразу сохранить, присвоив ему узнаваемое имя, например, « Вал быстроходный.а3d». Хотя этот файл имеет то же название, что и деталь « Вал быстроходный.м3d», но его легко найти на диске по расширению и иконке файла.

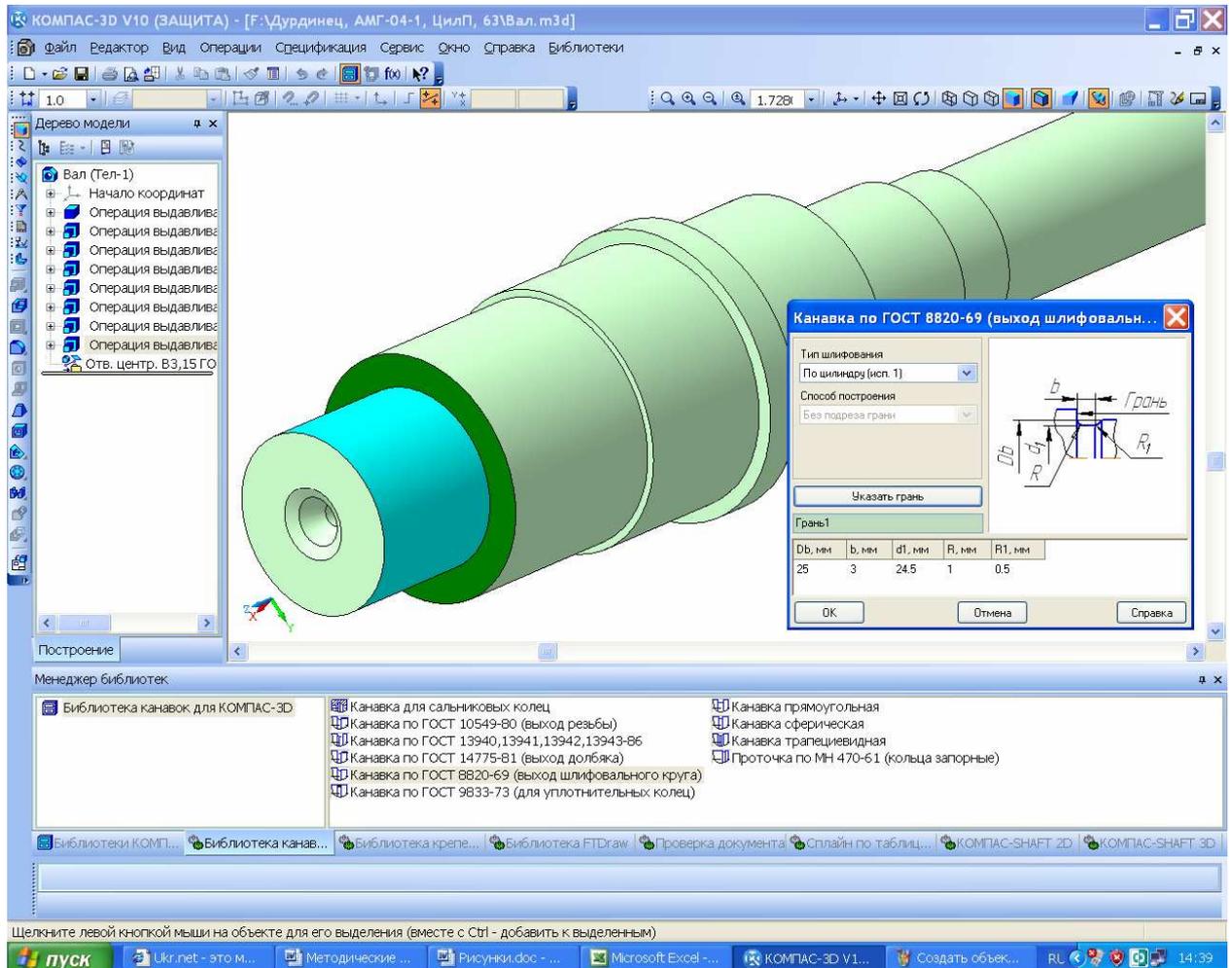


Рисунок 7.4

Создание сборки начинают с операции  «Добавить из файла» панели инструментов  «Редактирование сборки» как это уже было описано в п. 5.4 (Построение 3D модели зубчатого зацепления). Первой вставляемой деталью должен быть вал (или вал-шестерня). На него «одевают» уже созданную 3D модель зубчатого колеса, подшипники, трехмерные модели которых выбирают из «Библиотеки стандартных изделий», и шпонки, из той же библиотеки.

Точное положение каждой вновь устанавливаемой детали назначается при помощи  «Сопряжений». Чаще других используются сопряжения  «Соосность» и  «Совпадение объектов». Если между подшипниками (их внутренними кольцами) и ступенями валов стоят маслоотражающие (маслоотбойные) кольца или дистанционные втулки, то их можно создать

либо в отдельном окне, а затем вставить в сборку, либо прямо в сборке. Во втором случае вначале выделяют курсором поверхность уже имеющейся в сборке детали, затем нажимают на кнопку  «Создать деталь». Можно даже создать подсборку, выбрав кнопку  «Создать сборку». Программа предлагает сохранить в нужном месте создаваемую деталь и присвоить ей имя. После этого на выделенной поверхности создают  «Эскиз», в котором обычным образом строят изображение первой поверхности или сечения новой детали. Закрывают эскиз. Затем с помощью одной из разновидностей операции  «Выдавливания» строят деталь, при этом, если это дистанционная втулка, кольцо регулировочное или прокладка как на рисунке 7.6, то ее можно «протянуть»  «На расстояние»  «До поверхности», которую указывают курсором.

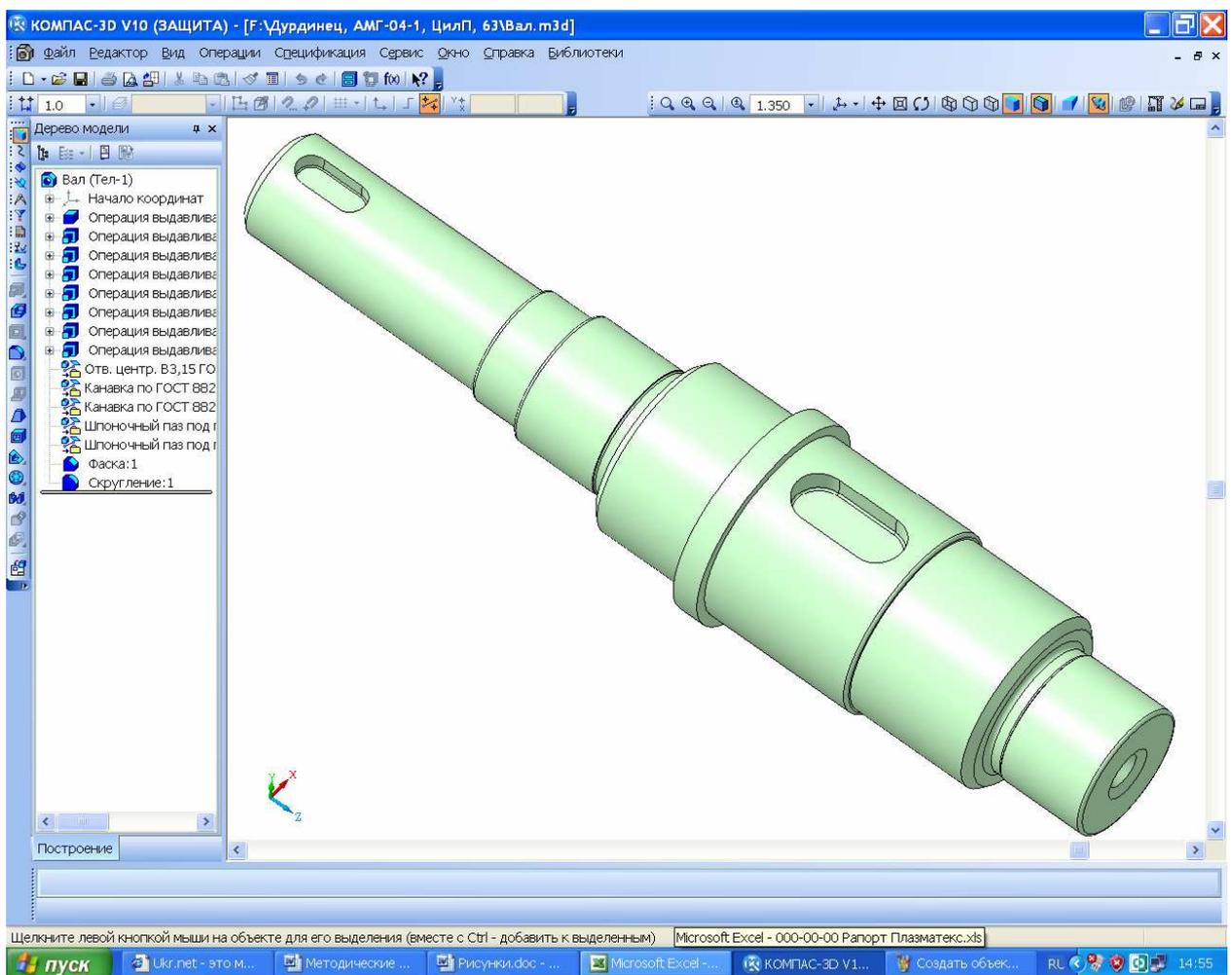


Рисунок 7.5

На этом этапе обязательно должна быть проверена правильность взаимного расположения деталей на валу при помощи операции  «Сечение поверхностью» по одной из основных плоскостей файла, как это видно на рисунке 7.7.

Ступица зубчатого колеса и торцы внутренних колец подшипников должны упираться в буртики вала или дистанционные втулки. Шпонки должны располагаться точно в подготовленных для них пазах. Все детали должны быть зафиксированы на валу и относительно друг друга достаточным количеством сопряжений (не должны перемещаться с помощью команд «Переместить компонент» и «Повернуть компонент» из панели инструментов «Редактирование сборки»). Исключение составляют стандартные детали, не имеющие плоских граней, например, цилиндрические шайбы и подшипники. Рядом с их обозначением (-) Подшипник 405 ГОСТ 8338-75 в «Дереве построения» всегда будет стоять минус в скобках, так как одна степень свободы остается незафиксированной (вращение вокруг продольной оси). Трехмерные модели всех стандартных деталей из библиотек КОМПАСа всегда имеют одинаковый темно-серый цвет, изменить который невозможно.

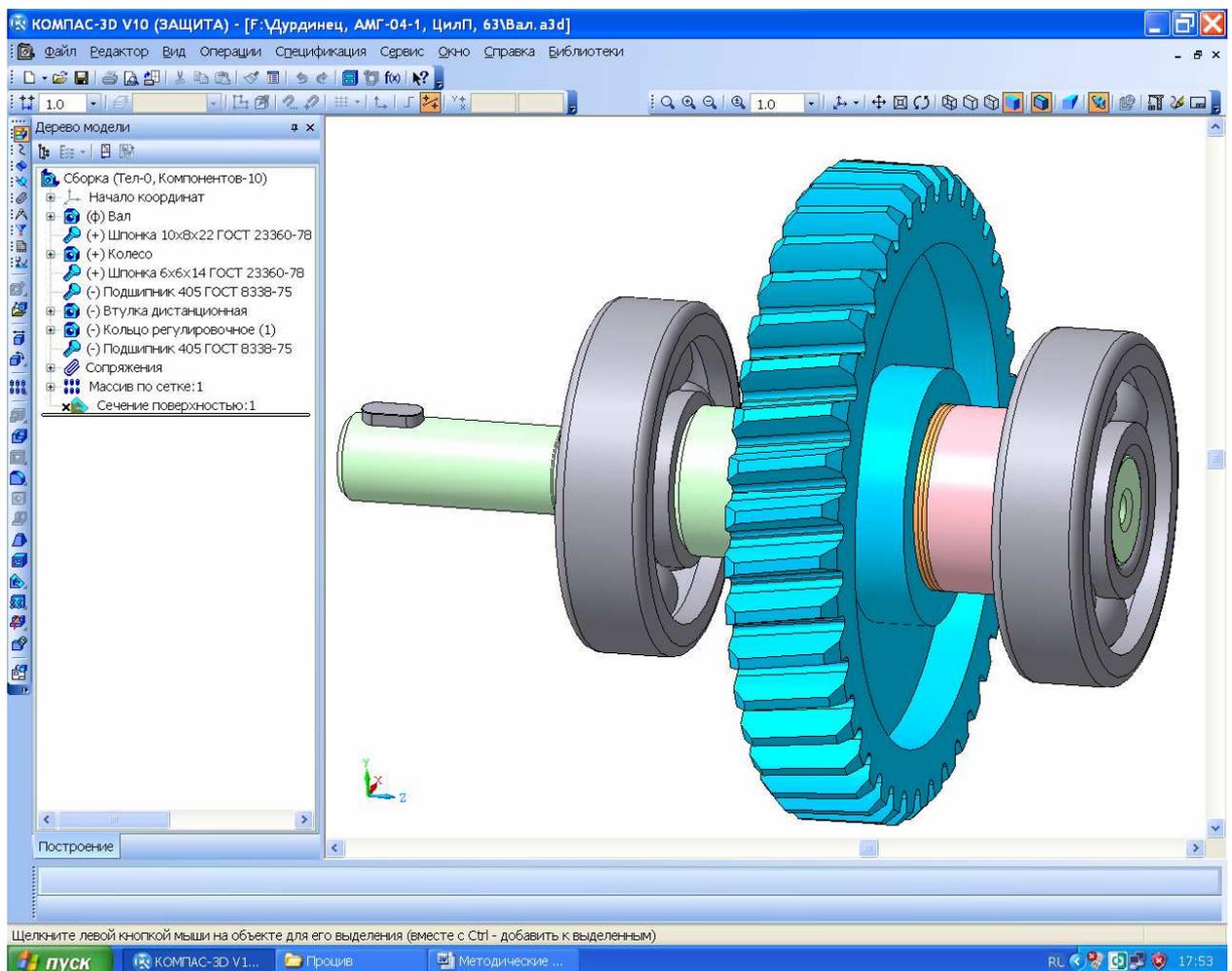


Рисунок 7.6

Трехмерные модели подшипников в сборки валов следует вставлять из «Справочника по подшипникам» КОМПАСа. Для этого на панели «Библиотеки» выбирают строчку «2 Стандартные изделия», а затем «Вставить элемент». В открывшемся окне «Библиотека Стандартные Изде-

лия» открывают папку «Подшипники качения» и далее находят нужный подшипник. Основная сложность в пользовании этой библиотекой заключается в том, что для поиска уже выбранного номера подшипника нужно знать стандарт, по которому он изготовлен. Например, ГОСТ 21179-78 определяет требования к подшипникам от трехзначных (806) обозначений, до шестизначных (920905), поэтому стандарт нужно запоминать или записывать.

Подшипники на рисунке 7.8 великоваты, потому что более подходящих в соответствующей библиотеке трехмерных моделей КОМПАСа нет. Подшипники можно поискать также в 2D Конструкторской библиотеке КОМПАСа. Для этого создают вспомогательный файл формата  «Фрагмент», затем нажимают на кнопку  «Менеджер библиотек» открывают «Машиностроение» → Конструкторская библиотека → Подшипники» и выбирают паку, например, «Подшипники шариковые», как это показано на рисунке 7.10. Потом выделяют нужный подшипник и нажимают кнопку «ОК».

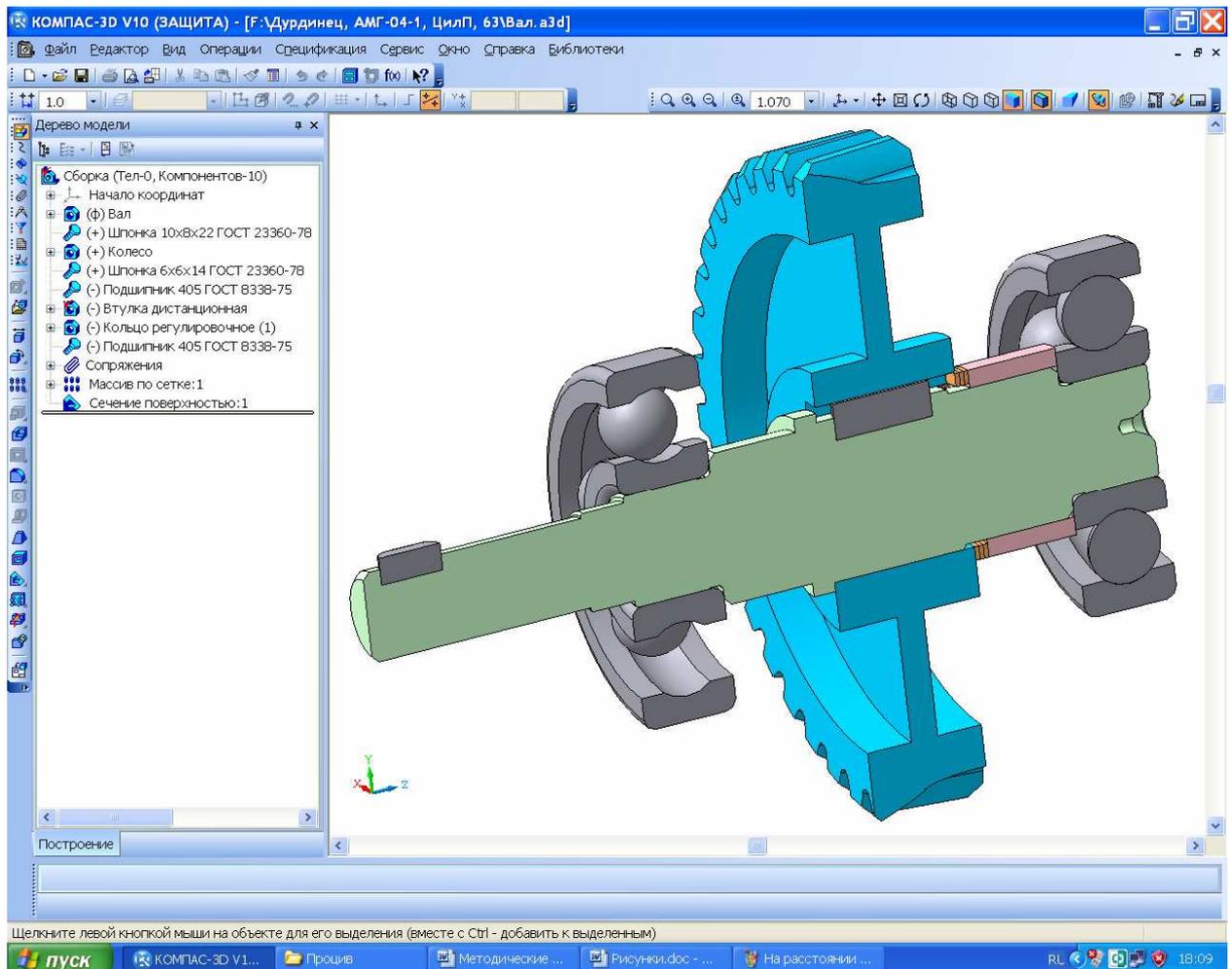


Рисунок 7.7

Появляется фантом изображения разреза подшипника, который вставляют во фрагмент, привязываясь к началу координат. Далее разрушают изображение командой «Редактор→Разрушить» и рядом строят три изображения сечений внутреннего кольца, тела вращения и наружного кольца, как это показано на рисунке 7.9, копируя элементы изображений с разреза подшипника.

Эти изображения используют для построения трехмерных моделей соответствующих деталей в отдельных файлах формата  «Деталь». В каждом файле на одной и той же основной плоскости создают эскиз, в который переносят изображение сечения детали с осью вращения, привязываясь к началу координат эскиза точкой начала координат сечения подшипника (на рисунке 7.9 эти точки видны). Построение моделей деталей по эскизам выполняют операцией  «Операции вращения».

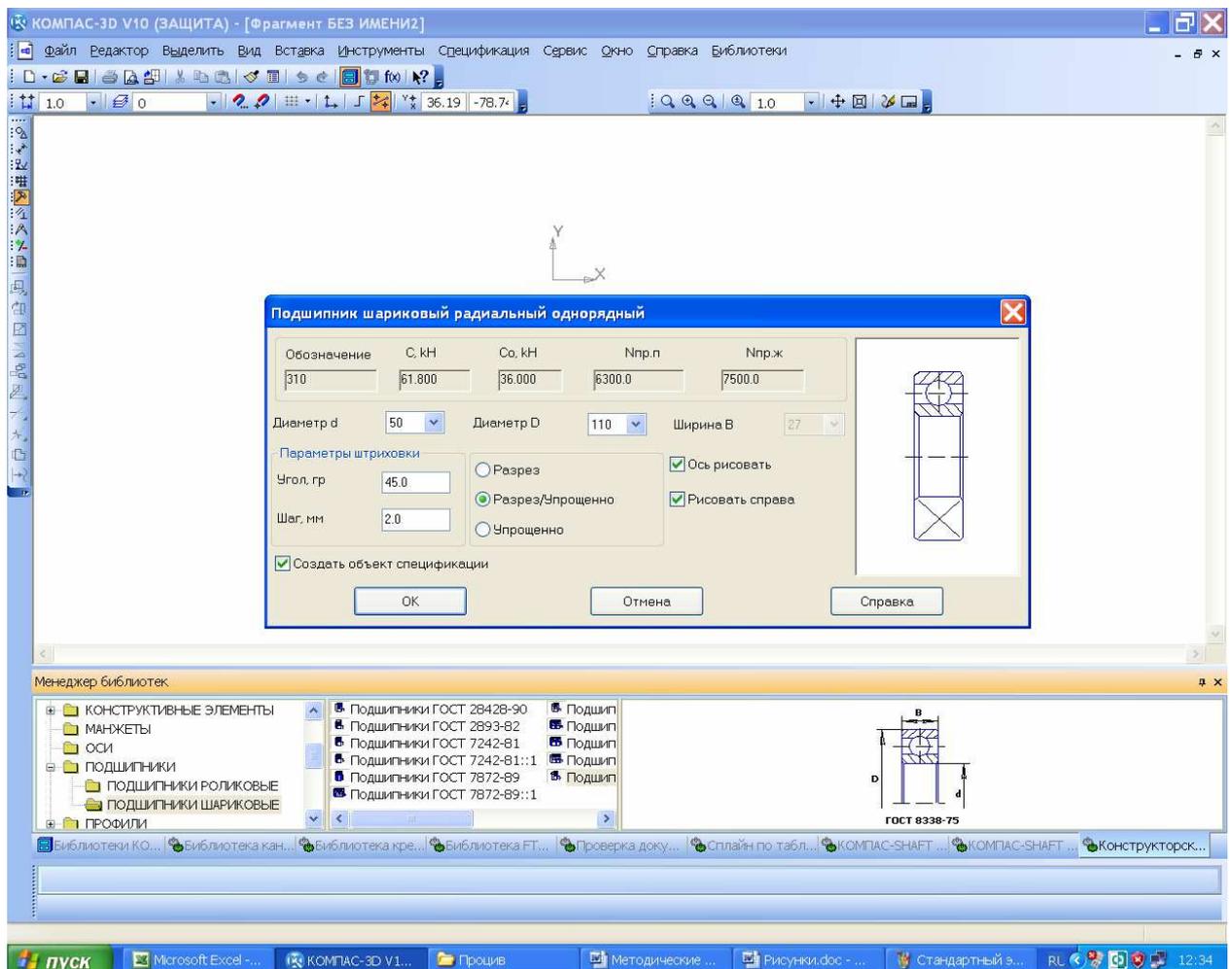


Рисунок 7.8

Чтобы собрать детали в подшипник, создают файл  «Сборка» и как уже описывалось выше, одну за другой вводят все три детали. Поскольку каждая из них визуально стоит на своем месте, но только первая зафиксирована по умолчанию, нужно зафиксировать две остальные. Для этого наводят курсор

сор на строку детали в «Дереве построения», нажимают на правую кнопку мышки и в выпавшем подменю нажимают на строчку «Включить фиксацию». Для небольшой сборочной единицы этого достаточно, но можно зафиксировать тело качения и наружное кольцо и с помощью «Сопряжений».

Подшипник приобрел характерные очертания, но в нем пока только одно тело качения. Чтобы построить остальные, нужно создать «Ось конической поверхности», а потом при помощи операции «Массив по концентрической сетке» – нужное число тел качения.

На рисунке 7.10 первый введенный в сборку шар выделен цветом, а множество лучей, исходящих из начала координат, соответствуют осям начала координат каждого шара.

Если нужного подшипника нет в библиотеках КОМПАСа, то его можно поискать в других источниках [5], а затем, найдя нужные размеры, построить эскизы и детали, а также создать трехмерную модель подшипника в сборе.

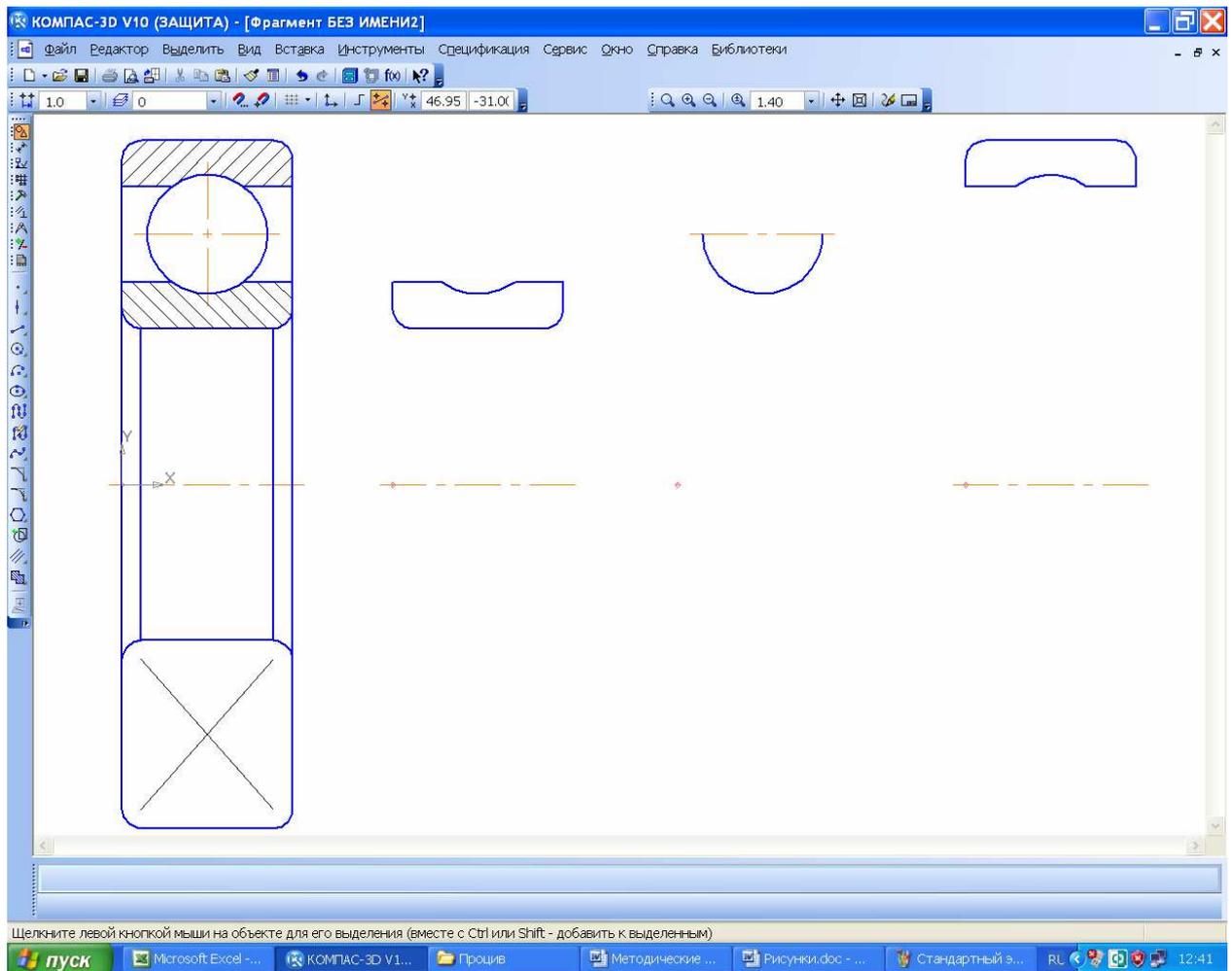


Рисунок 7.9

Используя описанную выше методику можно построить подшипник и как одну единую деталь, это показано на рисунке 7.11. Для изображения подшипника в сборочных единицах проекта это не имеет большого значения, поскольку на стандартные изделия не нужно выпускать рабочие чертежи, а подобные элементы относят к покупным изделиям.

Подобным образом строят и другие детали и под сборки, которых нет в библиотеках КОМПАСа, но их размеры стандартизованы или существуют отраслевые нормалы на их форму и величину.

Очень часто в технике применяют подшипники качения с открытыми сепараторами, рассчитанные под консистентную смазку. Чтобы предотвратить попадание жидкой смазки в подшипники качения (обычно это индустриальные масла марок И20, И40), разбрызгиваемой зубчатыми колесами во внутренней полости редуктора, и исключить разжижение консистентной смазки, ставят маслоотражающие кольца, вращающиеся вместе с валами. Размеры маслоотражающих колец нормализованы [4] (т. 3, стр. 307).

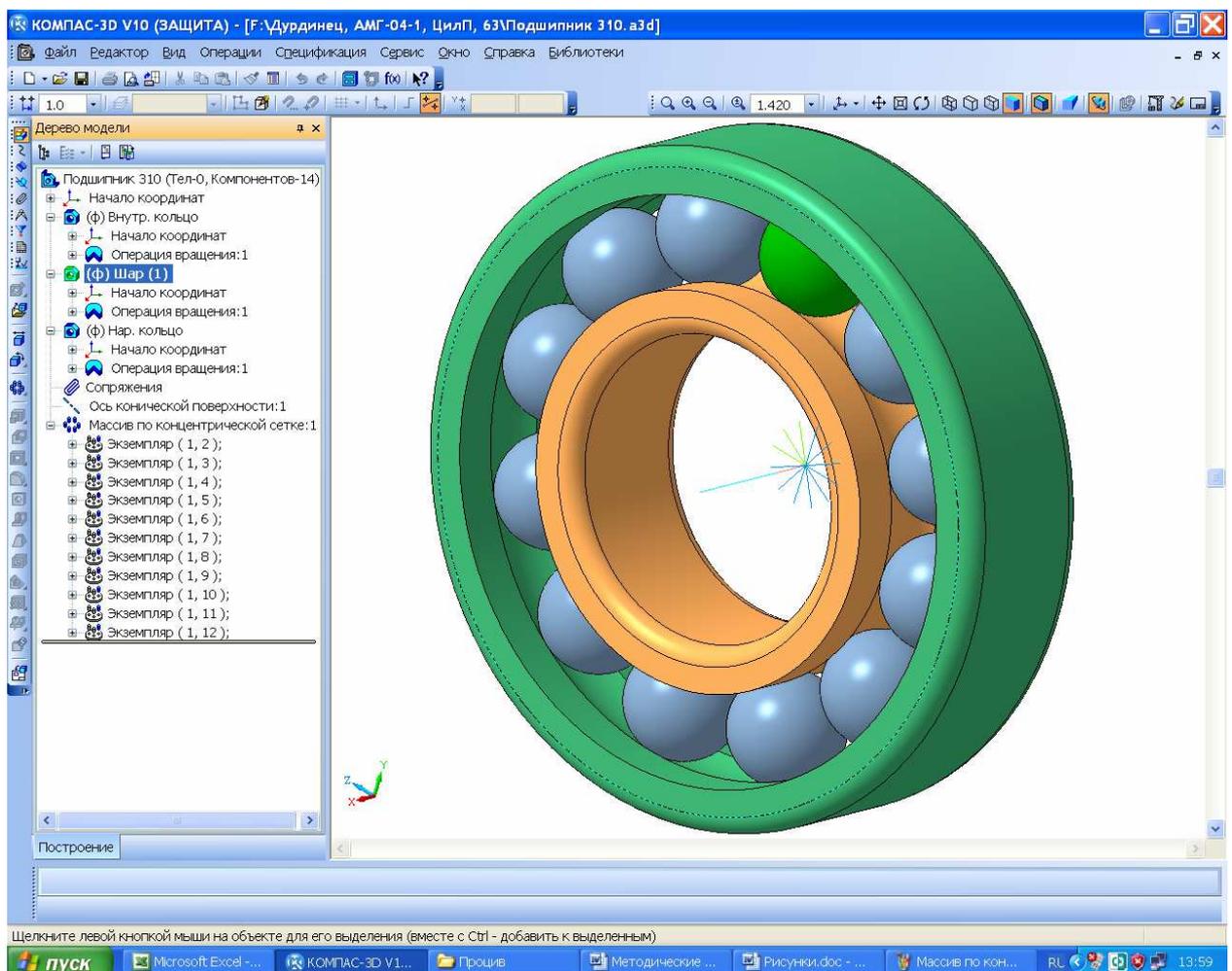


Рисунок 7.10

Чтобы предотвратить попадание пыли в подшипниковые узлы и вытекание подшипниковой смазки на выходных концах валов (внутри проходных крышек) устанавливают уплотнения. Обычно уплотнения делают лабиринт-

ными, сальниковыми или комбинированными по нормальям [4] (т. 3, стр. 307). Манжетное уплотнение должно содержать стандартную манжету, которую следует выбирать из «Библиотеки стандартных изделий» КОМПАСа. Цилиндрическую ступень вала перед выходным его концом следует задавать исходя из размеров выбранного уплотнения (например, на рисунке 7.1 это $\varnothing 16$ длиной 3 мм).

Не всегда первый вариант построения трехмерной модели вала (как и любой другой детали или сборочной единицы) будет достаточно удачным. Если на этом этапе или в последствии обнаружатся ошибки, неточности, нестыковки или даже нерациональности в проектировании, то их следует исправить путем перестроения (редактирования) трехмерных моделей.

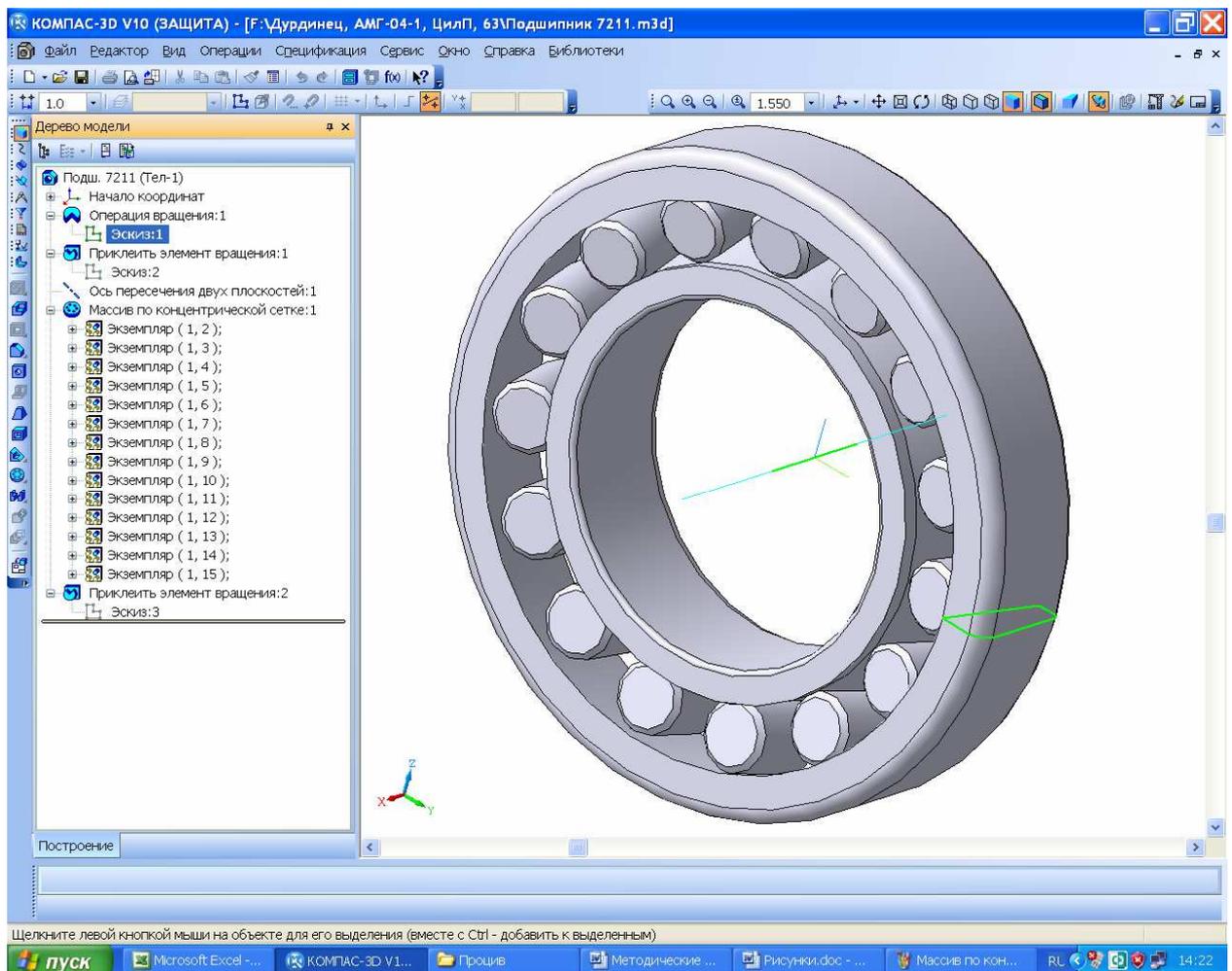


Рисунок 7.11

8 Проверочный расчет валов

Сконструированный вал в сборе с подшипниками и зубчатыми колесами проверяют на статическую и усталостную прочность, а также на жесткость [6] (т. 2, стр. 46).

8.1 Расчет вала на статическую прочность

Расчет валов на статическую прочность производят обычно для среднего сечения (между опорными подшипниками), где расположены зубчатые колеса. При этом учитывают изгибающие и крутящие моменты, возникающие в сечениях валов.

8.1.1 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах

Для проверки статической прочности валов определяют реакции их опор (подшипниковых узлов), строят эпюры изгибающих и крутящих моментов. Для различных типов редукторов расчетные схемы и формы эпюр несколько отличны друг от друга, поэтому ниже они представлены в отдельности.

Для редукторов различных компоновочных решений (горизонтальных, вертикальных, реверсивных, неререверсивных) расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов могут быть различны. Ниже на рисунках с 8.1 по 8.6 приведены примеры их построения для ведущего вала (нижний индекс 1 условно опущен) трех типов редукторов (цилиндрический, конический и червячный) горизонтальной компоновки. В расчетных схемах ведомого вала направления осевой и окружной сил должны быть изменены на противоположные, а выражения для определения реакций R_j в j -й подшипниковой опоре ($j = A, B$) в горизонтальной (с индексом x) или вертикальной (с индексом y) плоскостях, а также изгибающих моментов в опасных сечениях будут иными. Студент должен построить расчетные схемы, эпюры, а также определить значения реакций и изгибающих моментов самостоятельно.

При расчете реверсивных редукторов необходимо определить максимальные изгибающие моменты в опасных сечениях валов для обоих направлений движения (осевая F_a и окружная F_t силы меняют свое направление на противоположное).

Величины сил, возникающих в зубчатом зацеплении соответствующей передачи, уже определены в пп. 2 (Расчет цилиндрической зубчатой передачи), 3 (Расчет конической зубчатой передачи) и 4 (Расчет червячной передачи). Расчет консольных радиальных сил F_k одинаков для редукторов всех типов и выполнен в п. 2.3.9 (Определение консольных сил). Линейные размеры ступеней валов и расстояние между условным местом приложения сил (середина ширины зубчатого колеса) и реакциями опор (середина ширины внутренних колес подшипников) нужно брать такими, какие получены при по-

строении трехмерных моделей валов в сборе (см. п. 7.5, Построение трехмерных моделей сборок валов).

8.1.1.1 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для валов цилиндрических зубчатых передач

Для нереверсивных горизонтальных цилиндрических редукторов расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведущего вала приведены на рисунках с 8.1 по 8.3.

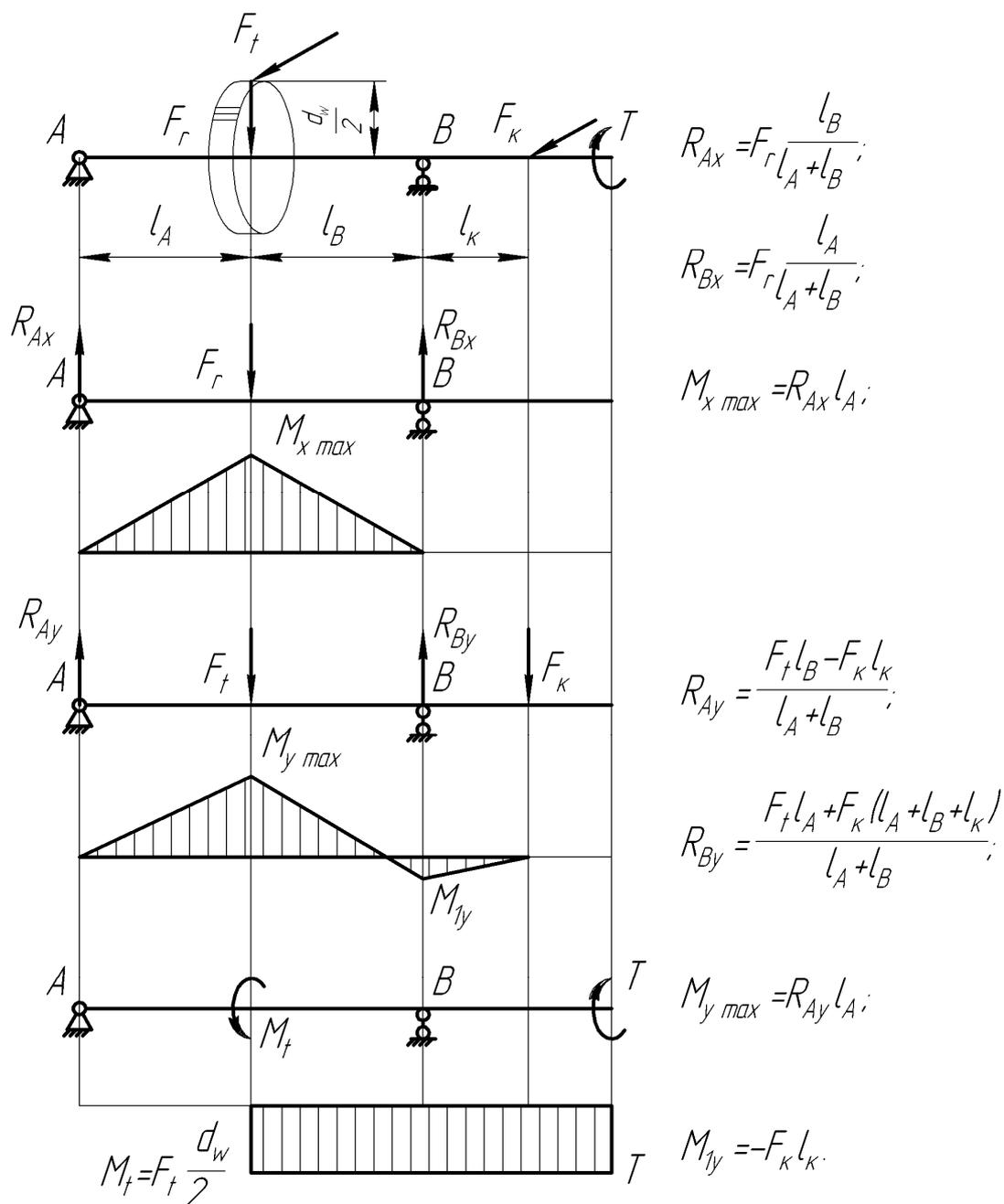


Рисунок 8.1 – Определение изгибающих моментов на валу цилиндрической прямозубой передачи

Здесь d_{wi} – есть начальный диаметр зубчатого колеса. Для некорректированных колес он равен делительному (d_1 или d_2). Для остальных колес может быть определен как

$$d_{w1} = \frac{2a}{1+u}; d_{w2} = a - d_{w1},$$

$R_{Ax}, R_{Ay}, R_{Bx}, R_{By}$ – реакции в опорах (H) а M_{xi} и M_{yi} – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях, соответственно, Н·мм.

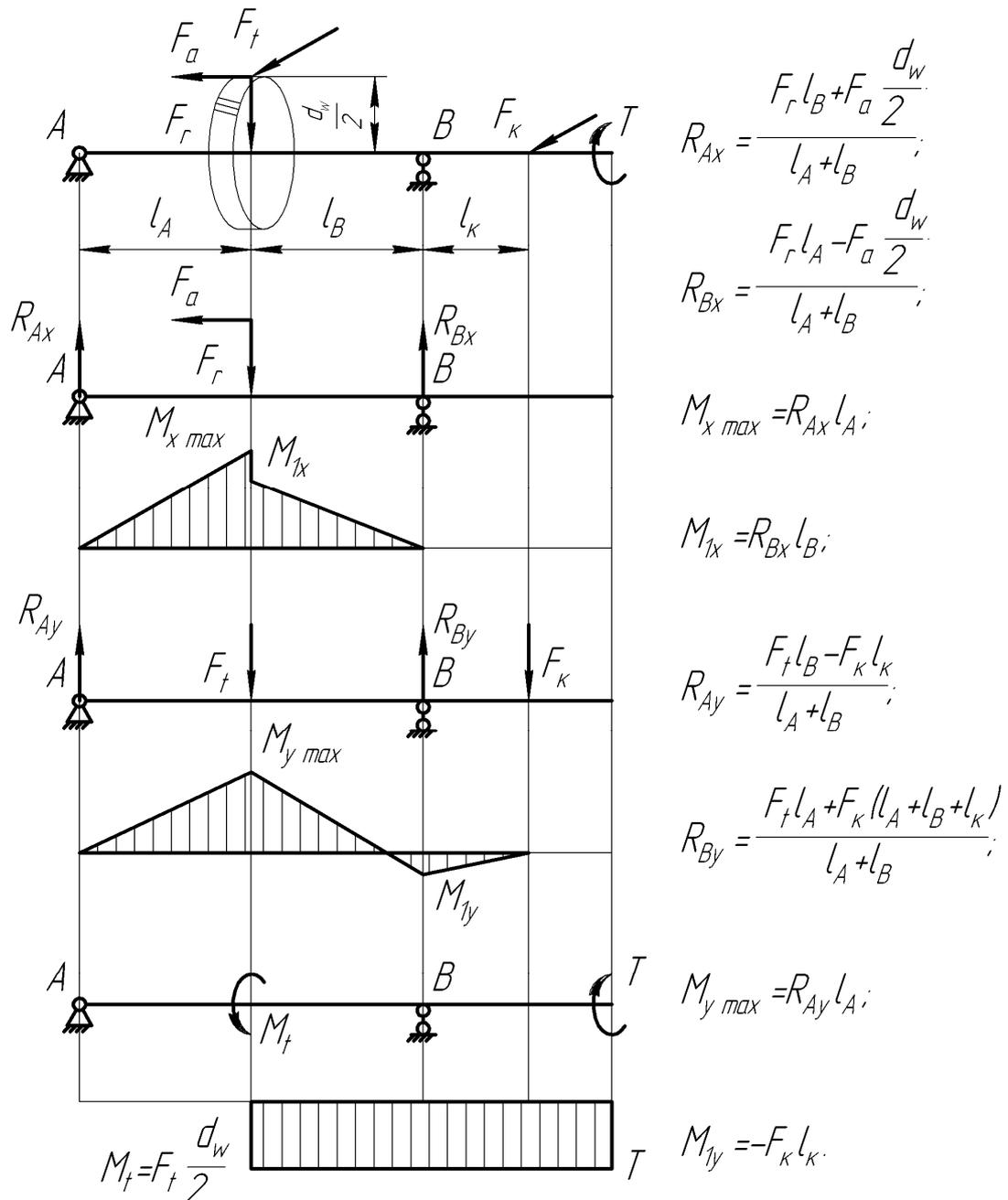


Рисунок 8.2 – Определение изгибающих моментов на валу цилиндрической косозубой передачи

В шевронной передаче осевые силы, возникающие в полушевронах, взаимно уравновешиваются.

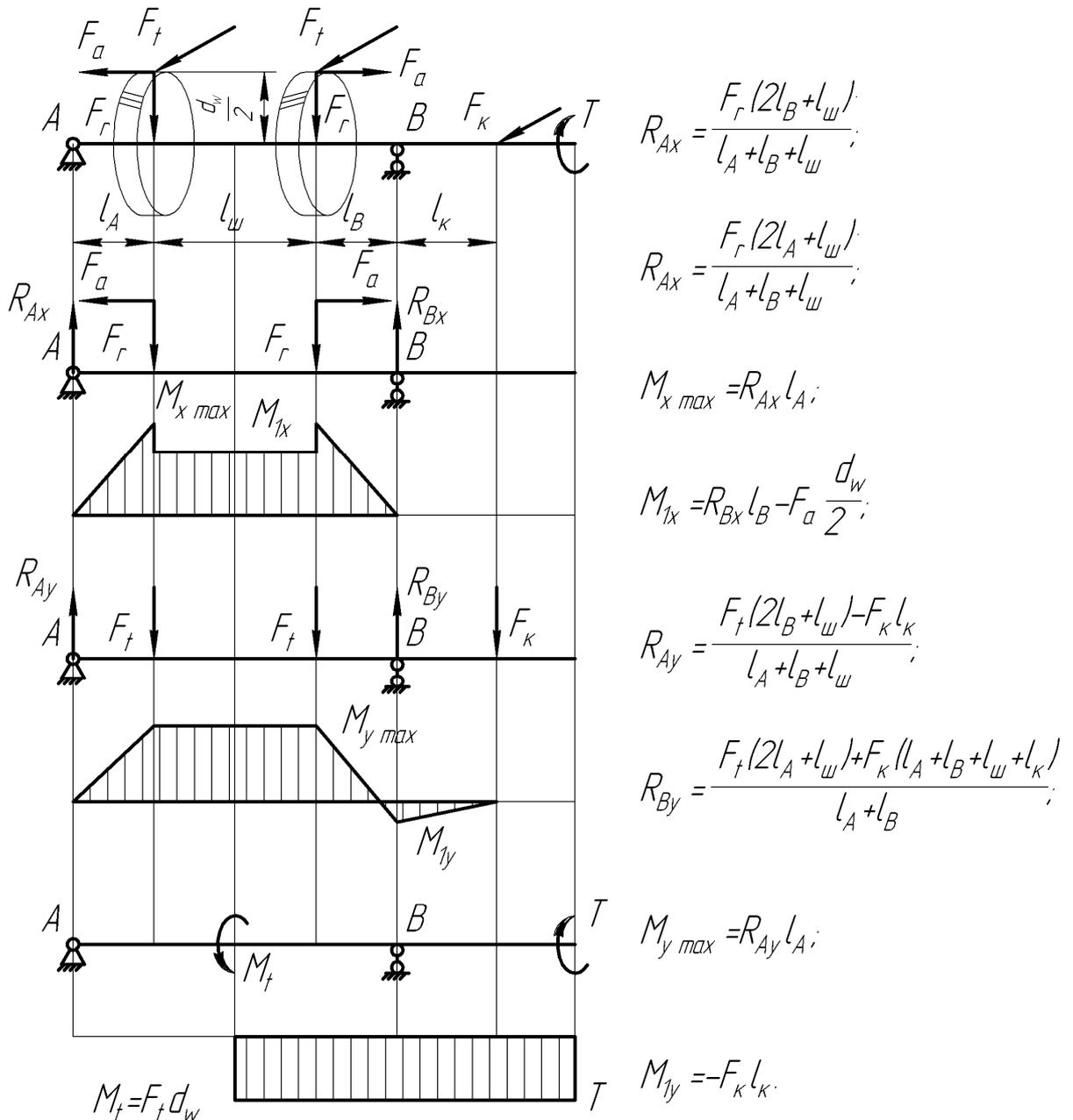


Рисунок 8.3 – Определение изгибающих моментов на валу шевронной передачи

8.1.1.2 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для валов конических зубчатых передач

Для нереверсивных горизонтальных конических редукторов расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведущего вала приведены на рисунках 8.4 и 8.5. Обозначения на рисунках приняты такие же, как и для цилиндрических передач (см. предыдущий пункт). Диаметры начальной ок-

ружности должны быть определены для среднего сечения основного конуса зубчатых колес.

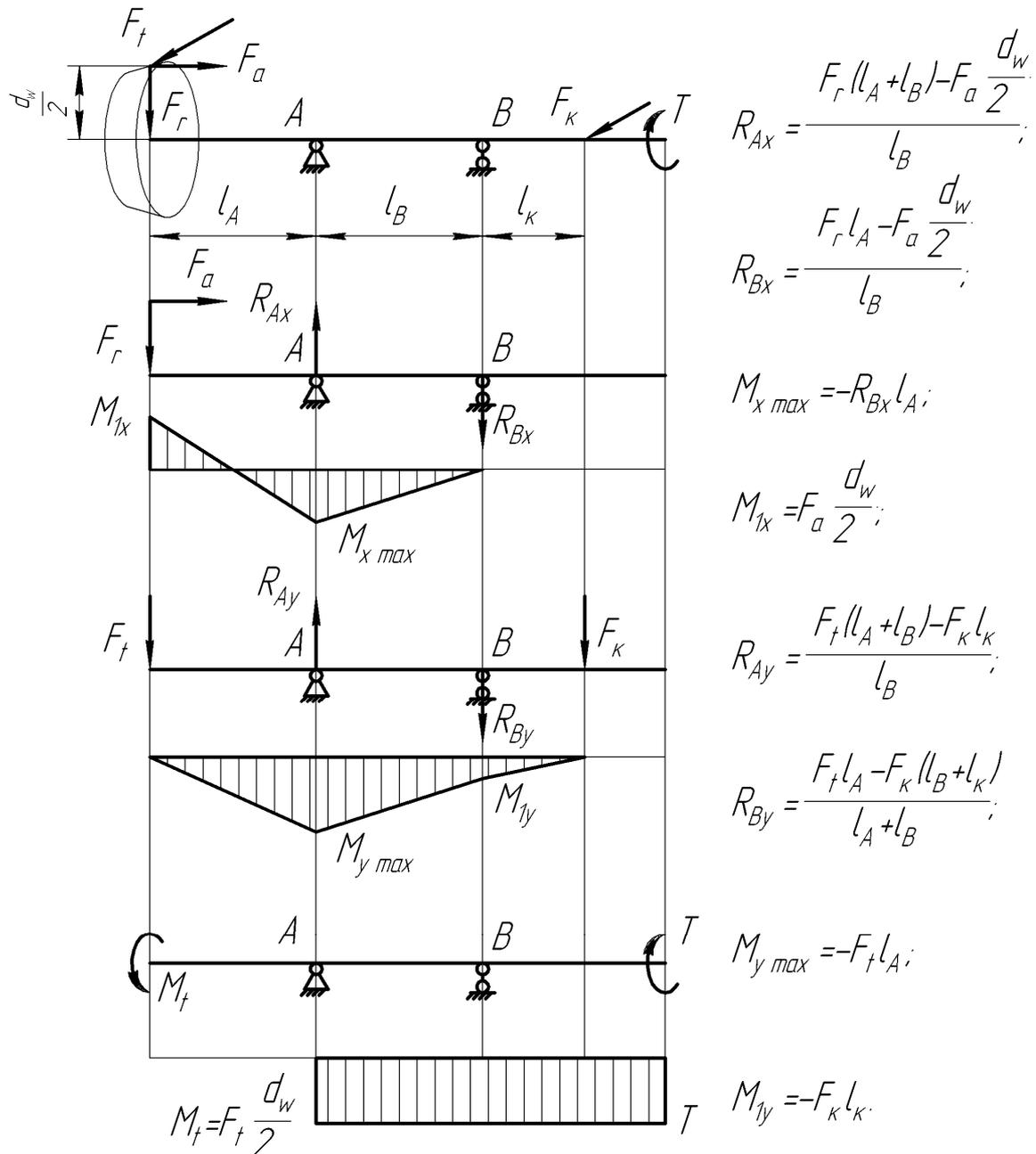


Рисунок 8.4 – Определение изгибающих моментов на валу с консольным расположением колеса конической передачи

8.1.1.3 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов для валов червячных зубчатых передач

Для нереверсивных вертикальных червячных редукторов расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведущего вала (червяка) приведены на рисунке 8.6. Обозначения на рисунке приняты такие же, как и для цилинд-

рических и конических передач (см. выше). Диаметры начальной окружности червяка и червячного колеса рассчитывают как

$$d_{w1} = (q + 2x)m; \quad d_{w2} = a - d_{w1}.$$

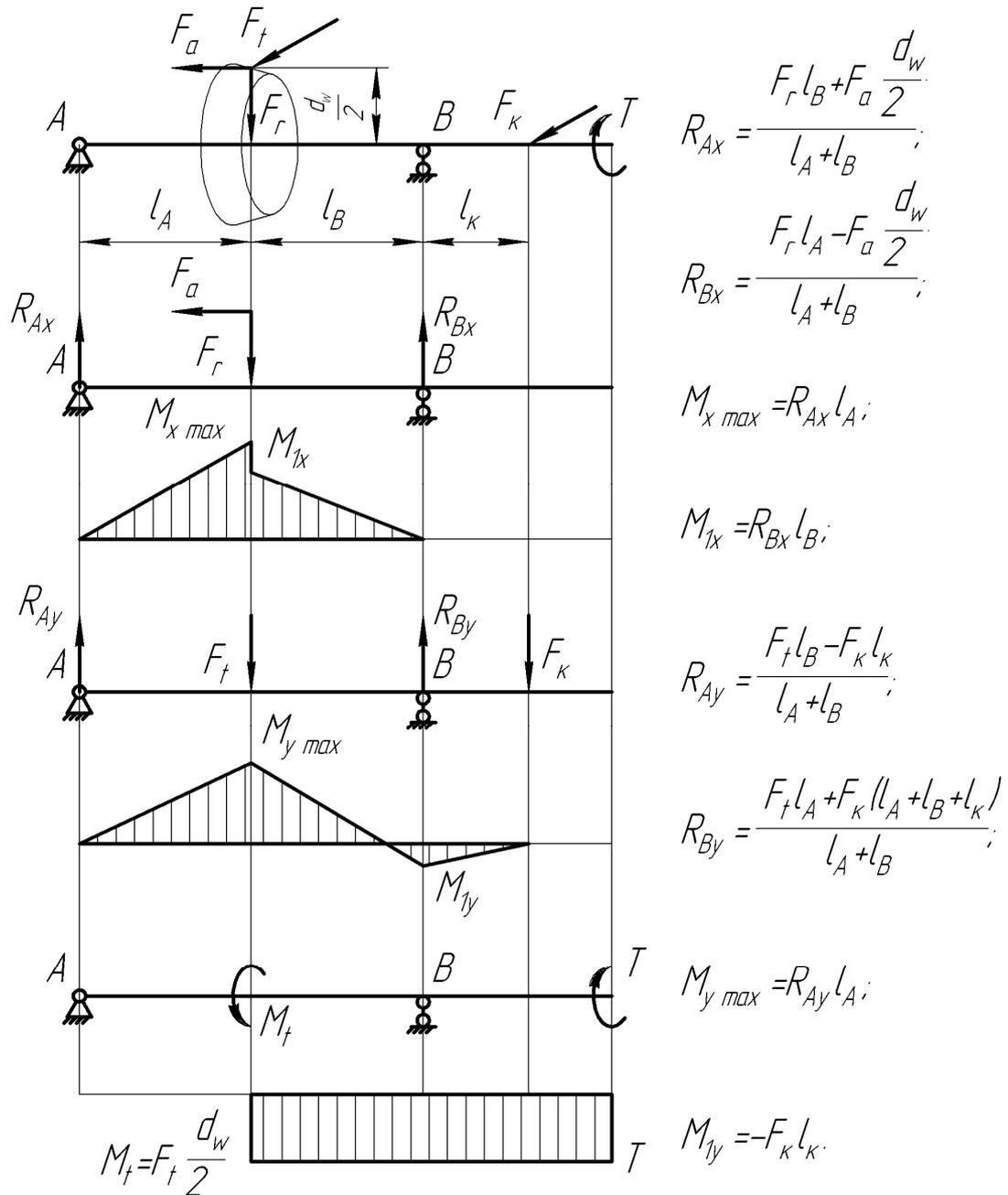


Рисунок 8.5 – Определение изгибающих моментов на валу с промежуточным расположением колеса конической передачи

Для вала червячного колеса направления сил будут противоположны силам на червяке. Но окружная сила червяка равна осевой силе колеса, осевая сила червяка равна окружной силе колеса, а радиальные силы червяка и колеса равны друг другу. Выражения для определения реакций в подшипни-

ковых опорах A и B , расчетные схемы и вид эпюр изгибающих моментов ведомого вала (с червячным колесом) приведены на рисунке 8.7.

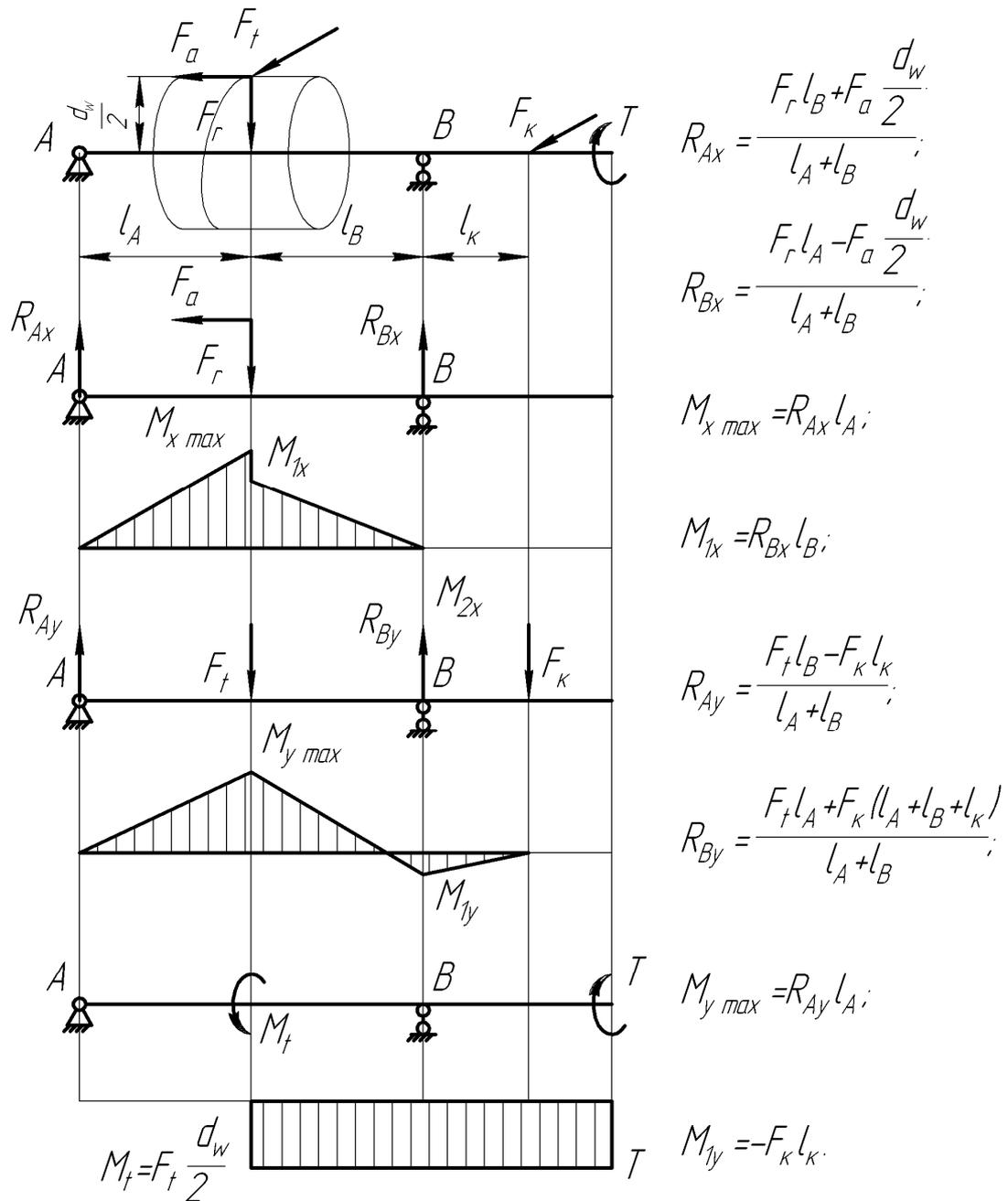


Рисунок 8.6 – Определение изгибающих моментов на валу червяка

8.1.2 Определение величины суммарного изгибающего момента

Наибольшую величину суммарного изгибающего момента определяют для одного или нескольких наиболее опасных сечений вала, которые считаются таковыми по опасному соотношению диаметра вала и величин изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях. То есть, если вал сравнительно тонкий, а величины изгибающих моментов сравнительно большие, то это сечение есть опасным и требует проверки.

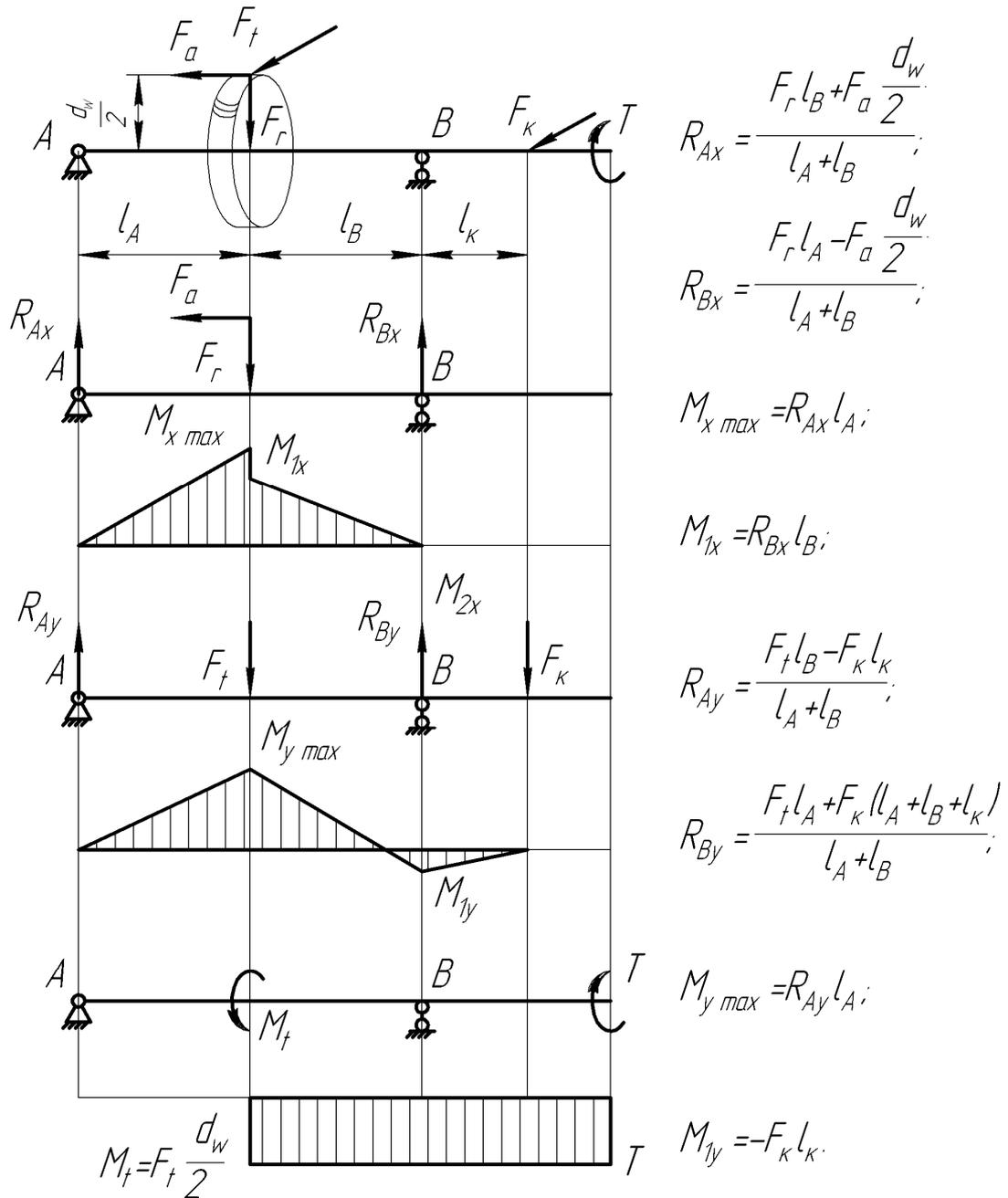


Рисунок 8.7 – Определение изгибающих моментов на валу червячного колеса

Определяют наибольшую величину суммарного изгибающего момента в k -м (опасном) сечении по формуле

$$M_{uk} = \sqrt{M_{xk}^2 + M_{yk}^2},$$

где M_{xk} и M_{yk} – изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях соответственно k -го сечения, Н·мм.

8.1.3 Определение величины эквивалентного момента

Эквивалентный момент в k -ом сечении определяют как

$$M_{\text{экв}k} = \sqrt{M_{uk}^2 + T_k^2}.$$

8.1.4 Определение диаметров вала в опасных сечениях

В каждом опасном сечении определяют минимально допустимый диаметр вала в миллиметрах по условию его прочности и достаточной жесткости как

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}k}}{0,1[\sigma_H]}}$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемые напряжения изгиба, принимают равными от 50 до 60 МПа.

Если хотя бы в одном опасном сечении вал окажется слишком тонким, то его диаметр должен быть увеличен до минимально допустимого. Иногда при этом нужно увеличить размеры и других ступеней вала, отредактировав его трехмерную модель.

8.2 Расчет вала на усталостную прочность

Расчет на усталостную прочность проводят в форме определения коэффициента запаса прочности S в опасных сечениях вала. При этом учитывают характер изменения эпюр изгибающих и крутящих моментов, наличие концентраторов напряжений, ступенчатость вала.

Условие прочности для k -го сечения имеет следующий вид

$$S_k = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где $[S]$ – требуемый коэффициент запаса прочности, обычно принимают равным от 1,3 до 1,5, а если вал должен быть особо жестким, то и до 3;

S_σ и S_τ – коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальным и касательным напряжениям, определяемые как

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\beta \varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала (МПа) при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения. Для углеродистых сталей σ_{-1} принимают равным $0,43\sigma_{\sigma}$, а для легированных вычисляют по выражению $0,35\sigma_{\sigma} + 70$. $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}$;

σ_a , τ_a и σ_m , τ_m – амплитуды и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений.

Обычно напряжения в поперечном сечении вала при изгибе изменяются по симметричному циклу, а при кручении – по пульсирующему циклу. Поэтому принимают

$$\sigma_m = \frac{4F_a i}{\pi d_k^2}; \quad \sigma_a = \frac{M_{u i}}{0,1d_i^3};$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{T_i}{2 \cdot 0,2d_i^3}.$$

При реверсивном вращении напряжения при кручении изменяются по симметричному циклу, поэтому

$$\tau_m = 0; \quad \tau_a = \frac{T_i}{0,2d_i^3};$$

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения. Их значения определяют из таблицы 8.1;

k_{σ} и k_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие влияние галтели, поперечного отверстия, кольцевой выточки, шпоночного паза, шлицев, резьбы и т.п. Принимают по таблице 8.2. Если в одном сечении действует несколько концентраторов напряжений, учитывают влияние наиболее опасного из них;

ε_{σ} и ε_{τ} – масштабные факторы, т.е. коэффициенты, учитывающие влияние поперечных размеров вала, принимают по таблице 8.3;

β – коэффициент поверхностного упрочнения, вводится при поверхностной закалке ТВЧ, азотировании, цементировании и т.д. Принимают по таблице 8.4.

Таблица 8.1 – Коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не менее	ψ_{σ}	ψ_{τ}
45	Любой	0,10	0,05
40X	Любой	0,10	0,05
40XH	Любой	0,10	0,05
20X	120	0,05	0,00
12XH3A	120	0,10	0,05
18XГТ	60	0,15	0,10
30XГТ	Любой	0,15	0,10

Таблица 8.2 – Эффективные коэффициенты концентрации напряжений

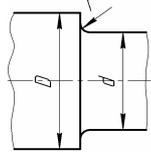
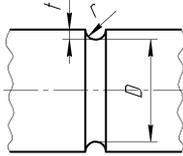
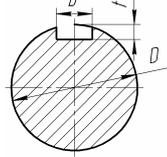
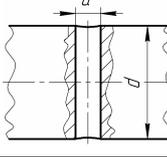
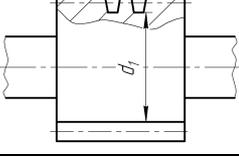
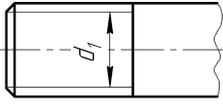
Концентратор	k_{σ}		k_{τ}		Эскиз
	Предел прочности σ_B , МПа				
	≤ 700	> 700	≤ 700	> 700	
1	2	3	4	5	6
Галтель (при D/d от 1,25 до 2)					
при $r/d = 0,02$	2,50	3,50	1,80	2,10	
при $r/d = 0,06$	1,85	2,00	1,40	1,53	
при $r/d = 0,10$	1,60	1,64	1,25	1,33	
Выточка ($t = r$)					
при $r/d = 0,02$	1,90	2,35	1,40	1,70	
при $r/d = 0,06$	1,80	2,00	1,35	1,65	
при $r/d = 0,10$	1,70	1,85	1,25	1,50	
Шпоночная канавка					
	1,75	2,00	1,5	1,90	
Поперечное отверстие (при a/d от 0,05 до 0,025)					
	1,90	2,00	1,75	2,00	
Нарезка витков червяка					
	2,30	2,50	1,70	1,90	
Резьба					
	1,80	2,40	1,20	1,50	

Таблица 8.3 – Масштабные факторы

Вид нагружения	Тип стали	Диаметр вала, мм							
		10	20	30	40	50	70	80	100
ε_{σ} (изгиб)	Углеродистая	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,70
	Легированная	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,64	0,62
ε_{τ} (кручение)	Любая	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,70

Таблица 8.4 – Коэффициент поверхностного упрочнения

Вид поверхностной обработки	Предел прочности σ_B , МПа	Коэффициент поверхностного упрочнения		
		валы гладкие	валы с концентрацией напряжения	
			$k_{\sigma} \leq 1,5$	$k_{\sigma} > 1,5$
Закалка с нагревом	600 – 800	1,5 – 1,7	1,6 – 1,7	2,4 – 2,8
ТВЧ	800 – 1000	1,3 – 1,5	0	0
Азотирование	900 – 1200	1,1 – 1,2	1,5 – 1,7	1,7 – 2,1
Дробеструйный наклеп	600 – 1500	1,1 – 1,3	1,5 – 1,6	1,7 – 2,1
Накатка роликом	любой	1,1 – 1,3	1,3 – 1,5	1,8 – 2,0

8.3 Расчет вала на жесткость

Размеры вала, определенные расчетом на прочность, не всегда обеспечивают достаточную его жесткость, необходимую для нормальной работы зубчатой передачи (перекос зубчатых колес и концентрация нагрузки по длине зуба) и подшипников (защемление тел качения). Валы редукторов обычно выдерживают проверку на жесткость, но валы червяков всегда проверяют на изгибную жесткость для обеспечения правильности зацепления.

Изгибная жесткость обеспечивается при выполнении условий

$$f \leq [f]; \theta \leq [\theta],$$

где $[f]$ и $[\theta]$ – допускаемые прогибы и углы наклона упругих линий валов. Допускаемые прогибы $[f]$ рекомендуется принимать в зависимости от модуля зацепления по следующим соотношениям для валов зубчатых передач:

- цилиндрическая..... 0,01m;
- коническая, гипоидная и глобоидная..... 0,005m;
- червяк..... 0,01m.

Рекомендуется принимать допустимый угол наклона вала $[\theta]$ в подшипниках различного типа следующей величины:

- радиальный шариковый..... 0,005 рад;
- подшипник скольжения..... 0,001 рад.

При симметричном расположении опор относительно прилагаемой к зубчатому колесу нагрузки (наиболее типичном для одноступенчатых редукторов) прогиб (стрела прогиба), например, вала червяка определяется из выражения

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 EI_{np}},$$

где E – модуль продольной упругости, для стали равен $2,1 \cdot 10^5$ МПа;
 I_{np} – приведенный момент инерции сечения червяка с учетом витков, мм⁴, определяемый как

$$I_{np} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right).$$

Если жесткости вала червяка недостаточно, увеличивают коэффициент диаметра червяка q и повторяют расчеты и построения элементов червячной передачи.

8.4 Рекомендации к построению эпюр

Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов, приведенные выше на рисунках с 8.1 по 8.7, построены с использованием среды КОМПАС-График, что очень удобно для последующей вставки их в текст пояснительной записки.

Для построения рисунка создают вспомогательный файл формата  «Фрагмент», в котором, используя операции инструментальных панелей  «Геометрия»,  «Размеры»,  «Обозначения» и  «Редактирование», выполняют необходимые построения. С этой целью используют вспомогательные линии, отрезки, окружности, эллипсы, проставляют размеры и т. п. Масштаб изображения валов выбирают таким, чтобы весь рисунок размещался на листе формата А4. Желательно использовать параметризацию, тогда построение нескольких эпюр для реверсивного редуктора упростится.

В завершение файл сохраняют, например, под именем «Эпюры быстрого вала».

8.5 Проверочный расчет шпоночных соединений

Детали разъемных соединений проектируемого редуктора выбирали либо по рекомендациям КОМПАСа (шпонки и шлицы диаметру вала), либо по таблицам из справочных материалов. Теперь необходимо проверить их на прочность.

Выбранные шпонки проверяют на смятие и срез. Сталь, из которой изготавливают шпонки, обычно прочнее материала, из которого делают ступицы зубчатых колес, поэтому проверяют, на самом деле, ступицы. Напряжения смятия, возникающие при работе шпонки не должны превысить допустимых для материала, из которого будет изготовлена ступица колеса.

$$\sigma_{см} = \frac{2T_i}{l_p d_i (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}],$$

где T_i – крутящий момент на конкретном валу, Н·мм ($i = 1, 2$);
 d_i – диаметр конкретного вала, мм ($i = 1, 2$);
 h – высота шпонки, мм;
 t_1 – глубина шпоночного паза вала, мм;
 l_p – рабочая длина шпонки, мм. Если шпонка со скругленными торцами, то

$$l_p = l - b,$$

где l – полная длина шпонки, мм; b – ширина шпонки, мм;
 $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

Для стальной ступицы принимают равным от 100 до 120 МПа, а для чугунной – от 50 до 60 МПа.

На срез шпонку проверяют по формуле

$$\tau_{ср} = \frac{2T_i}{l b d_i},$$

где $\tau_{ср}$ – допускаемое напряжение на срез шпонки, принимают равным от 60 до 90 МПа.

Если напряжения смятия окажутся более чем на 5 % выше допускаемых, следует увеличить длину шпонки или установить две шпонки под углом 180° одна к другой. Если же напряжения будут значительно ниже, то можно принять меньший типоразмер шпонки. Для этого придется изменить трехмерные модели вала и зубчатого колеса.

Проверочный расчет шлицевого соединения схож с расчетом шпоночного, различие состоит в том, что должна быть посчитана суммарная поверхность сечения смятия всех шлицев соединения [6] (т. 2, стр. 73).

9 Проверочный расчет подшипников

Выбранные в п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) подшипники должны быть проверены на несущую способность и долговечность. Проверочный расчет производят по традиционной [5] методике, которая слегка отлична для разных типов подшипников.

9.1 Проверочный расчет радиальных подшипников

Радиальные шариковые и роликоподшипники предназначены для восприятия в основном радиальной нагрузки, но способны выдерживать незначительную осевую нагрузку.

9.1.1 Расчет при действии только радиальной нагрузки

Если на подшипник воздействует только радиальная нагрузка, например, на валах прямозубой или шевронной цилиндрической передач, то последовательность расчета следующая:

а) определяют радиальную нагрузку на подшипник j -й опоры ($j = A, B$) с учетом режима нагружения зубчатой передачи в Ньютонах

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности режима работы передачи, определяется по таблице 2.3 в п. 2.2.1 (Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки);

F'_{rj} – вероятная радиальная реакция в опорах горизонтального одноступенчатого редуктора при действии максимального длительного момента, H , определяемая как

$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2} + R_{jx},$$

где R_j – реакции в подшипниковых опорах A и B соответственно в плоскостях x или y , определенные в п. 8.1.1 (Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах), H . Для вертикального одноступенчатого редуктора последнее слагаемое в выше приведенном выражении должно быть R_{jy} , поскольку основное (радиальное) усилие в передаче действует вертикально;

б) для выбранного подшипника из справочной литературы [5] выписывают значение базовой динамической грузоподъемности C (иногда его обозначают C_r). Его можно также найти в 2D Конструкторской библиотеке

КОМПАСа. Для этого создают вспомогательный файл формата  «Фрагмент», затем нажимают на кнопку  «Менеджер библиотек» открывают «Машиностроение→Конструкторская библиотека→Подшипники» и выбирают паку, например, «Подшипники шариковые», как это показано на рисунке 7.10;

в) определяют эквивалентную нагрузку, действующую на подшипник

$$P = VF_{rj}K_{\sigma}K_t,$$

где V – коэффициент вращения, равен 1,0, если вращается внутреннее кольцо подшипника, и 1,2 – если наружное (в редукторах обычно вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника);

K_{σ} – коэффициент безопасности, в зависимости от условий безопасности принимают в диапазоне от 1,0 до 2,5;

K_t – температурный коэффициент, принимают равным 1,0, поскольку рабочая температура подшипников качения обычно не превышает 100 °С;

г) определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

д) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

9.1.2 Расчет при действии радиальной и осевой нагрузок

Радиальные подшипники способны воспринимать не только радиальные, но и осевые усилия, не превышающие 70 % неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Их можно применять, например, на валах косозу-

бой цилиндрической передачи с углом наклона линии зуба до 9° . Последовательность расчета подшипников в этом случае следующая:

а) определяют радиальную нагрузку на подшипник j -й опоры ($j = A, B$) с учетом режима нагружения зубчатой передачи в Ньютонах

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности режима работы передачи, определялся по таблице 2.3 в п. 2.2.1 (Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки);

F'_{rj} – вероятная радиальная реакция в опорах горизонтального одноступенчатого редуктора при действии максимального длительного момента, H , определяемая как

$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2} + R_{jx},$$

где R_j – реакции в подшипниковых опорах A и B соответственно в плоскостях x или y , определенные в п. 8.1.1 (Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах), H . Для вертикального одноступенчатого редуктора последнее слагаемое в выше приведенном выражении должно быть R_{jy} , поскольку основное (радиальное) усилие в передаче действует вертикально;

б) для выбранного подшипника из справочной литературы [5] выписывают значение базовой динамической C (иногда его обозначают C_r) и статической C_0 (иногда его обозначают C_{0r}) грузоподъемности;

в) определяют величину отношения осевой силы, возникающей в зубчатой передаче, к статической грузоподъемности подшипника

$$\frac{F_a}{C_0}$$

и по его величине из таблицы 9.1 находят величину параметра осевого нагружения e ;

г) определяют отношения величины осевой силы, силы, возникающей в зубчатой передаче, к радиальным нагрузкам на подшипники двух опор вала

$$\frac{F_a}{VF_{rA}} \text{ и } \frac{F_a}{VF_{rB}}.$$

где V – коэффициент вращения, равен 1,0, если вращается внутреннее кольцо подшипника, и 1,2 – если наружное (в редукторах обычно вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника);

д) определяют эквивалентную нагрузку, действующую на каждый подшипник

$$P = (XVF_{rj} + YF_a)K_{\sigma}K_t \text{ при } \frac{F_a}{VF_{rj}} > e,$$

$$P = VF_{rj}K_{\sigma}K_t \text{ при } \frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e,$$

где X , Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно, выбирают из таблиц 9.1 и 9.2 (для соответствующего вида подшипников), а остальные коэффициенты, – как описано выше в п. 9.1.1 (Расчет при действии только радиальной нагрузки);

Таблица 9.1 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для однорядных радиальных подшипников

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
		X	Y	X	Y
0,014	0,19	1,00	0,00	0,56	2,30
0,028	0,22				1,99
0,056	0,26				1,71
0,084	0,28				1,55
0,110	0,30				1,45
0,170	0,34				1,31
0,280	0,38				1,15
0,420	0,42				1,04
0,560	0,44				1,00

*При определении параметров e , X и Y применять линейную интерполяцию.

Таблица 9.2 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для самоустанавливающихся радиально-сферических подшипников

e	Однорядные				Двухрядные			
	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
$1,5\text{tg}\alpha$	1,00	$0,42\text{ctg}\alpha$	0,40	$0,40\text{ctg}\alpha$	1,00	$0,42\text{ctg}\alpha$	0,65	$0,65\text{ctg}\alpha$

е) для наиболее нагруженного из двух опор подшипника определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n_i} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

n_i – частота вращения i -го вала;

ж) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

9.2 Проверочный расчет радиально-упорных подшипников

Радиально-упорные подшипники применяют в косозубых цилиндрических, конических и червячных передачах, – там, где осевые силы велики. Подшипники на валу чаще всего устанавливают «враспор». Могут применяться как шариковые, так и роликовые подшипники. Последовательность расчета подшипников в этом случае следующая:

а) определяют радиальную нагрузку на подшипник j -й опоры ($j = A, B$) с учетом режима нагружения зубчатой передачи в Ньютонах

$$F_{rj} = F'_{rj} K_{HE},$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности режима работы передачи, определяется по таблице 2.3 в п. 2.2.1 (Определение коэффициентов эквивалентности нагрузки);

F'_{rj} – вероятная радиальная реакция в опорах горизонтального одноступенчатого редуктора при действии максимального длительного момента, H , определяемая как

$$F'_{rj} = \sqrt{R_{jx}^2 + R_{jy}^2} + R_{jx},$$

где R_j – реакции в подшипниковых опорах A и B соответственно в плоскостях x или y , определенные в п. 8.1.1 (Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов на валах), Н. Для вертикального одноступенчатого редуктора последнее слагаемое в выше приведенном выражении должно быть R_{jy} , поскольку основное (радиальное) усилие в передаче действует вертикально;

б) для выбранного подшипника из справочной литературы [5] выписывают значение базовой динамической C (иногда его обозначают C_r) и статической C_0 (иногда его обозначают C_{0r}) грузоподъемности;

в) определяют величину параметра осевого нагружения e . Для конических роликовых подшипников (как это видно из таблицы 9.3) он равен $1,5 \operatorname{tg} \alpha$, где α – угол контакта, определяют из таблиц справочной литературы [5], [6] (стр. 135) для конкретного типоразмера подшипника (в некоторых источниках он обозначен β).

Для радиально-упорных шарикоподшипников e находят из таблицы 9.4 в зависимости от угла контакта α и величины отношения осевой силы, возникающей в зубчатой передаче, к его статической грузоподъемности

$$\frac{F_r}{C_0}.$$

Таблица 9.3 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для радиально-упорных конических и радиальных самоустанавливающихся роликоподшипников

e	Однорядные				Двухрядные			
	$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
	X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
$1,5 \operatorname{tg} \alpha$	1,00	0,00	0,40	$0,40 \operatorname{ctg} \alpha$	1	$0,45 \operatorname{ctg} \alpha$	0,67	$0,67 \operatorname{ctg} \alpha$

г) вычисляют осевые составляющие радиальных нагрузок для каждой j -й опоры ($j = A, B$), при этом для шарикоподшипников они равны

$$S_j = eF_{rj},$$

а для конических подшипников

$$S_j = 0,83 eF_{rj};$$

Таблица 9.4 – Значения параметра e и коэффициентов X , Y для радиально-упорных шарикоподшипников

α°	$\frac{F_a}{C_0}$	e^*	Однорядные				Двухрядные			
			$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_{rj}} > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
12	0,014	0,30	1,00	0,00	0,45	1,81	1,00	0,74	2,08	2,94
	0,029	0,34				1,62			1,84	2,63
	0,057	0,37				1,46			1,60	2,37
	0,086	0,41				1,34			1,52	2,18
	0,110	0,45				1,22			1,39	1,98
	0,170	0,48				1,13			1,30	1,84
	0,290	0,52				1,04			1,20	1,69
	0,430	0,54				1,01			1,16	1,64
	0,570	0,54				1,00			1,16	1,62
15	0,015	0,38	1,00	0,00	0,44	1,47	1,00	0,72	1,65	2,39
	0,029	0,40				1,40			1,57	2,28
	0,058	0,43				1,30			1,46	2,11
	0,087	0,46				1,23			1,38	2,00
	0,12	0,47				1,19			1,34	1,93
	0,17	0,50				1,12			1,26	1,82
	0,29	0,55				1,02			1,14	1,66
	0,44	0,56				1,00			1,12	1,63
	0,58	0,56				1,00			1,12	1,63
18, 19, 20		0,57	1,00	0,00	0,43	1,00	1,00	1,09	0,70	1,63
24, 25, 26		0,68			0,41	0,87		0,92	0,67	1,44
30		0,80			0,39	0,76		0,78	0,63	1,28
35, 36		0,95			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07
40		1,14			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93

*При определении параметров e , X и Y применять линейную интерполяцию.

д) используя осевую силу на валу F_a , возникающую в зубчатой передаче, определяют осевые нагрузки F_{aj} на опоры, пользуясь зависимостями, приведенными в таблице 9.5.

Таблица 9.5

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_A \geq S_B; F_a \geq 0$ $S_A < S_B; F_a \geq S_B - S_A$	$F_{aA} = S_A; F_{aB} = S_A + F_a$
$S_A < S_B; F_a < S_B - S_A$	$F_{aB} = S_B; F_{aA} = S_B + F_a$

е) для каждой опоры находят отношения $\frac{F_{aj}}{VF_{rj}}$ и сравнивают их с e .

Здесь V – коэффициент вращения, равен 1,0, если вращается внутреннее кольцо подшипника, и 1,2 – если наружное (в редукторах обычно вместе с валом вращается внутреннее кольцо подшипника);

Если условие не выполняется, то X, Y (коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно) выбирают из таблицы 9.3;

ж) для каждого подшипника вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку

$$P_j = (XVF_{rj} + YF_{aj})K_\sigma K_t.$$

з) для наиболее нагруженного из двух опор подшипника определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n_i} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

n_i – частота вращения i -го вала;

и) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

9.3 Проверочный расчет упорных подшипников

Упорные подшипники редко применяются в редукторах. Обычно их ставят в паре с радиальными или радиально-упорными подшипниками на валу червяка для замыкания на корпусные детали редуктора значительных осевых сил, возникающих в червячных передачах. Расчет упорных подшипников, вращающихся с частотой более 1 мин⁻¹, наиболее прост и выполняется в следующей последовательности:

а) определяют эквивалентную нагрузку, действующую на подшипник

$$P = F_a K_{\sigma} K_t,$$

где K_{σ} – коэффициент безопасности, в зависимости от условий безопасности принимают в диапазоне от 1,0 до 2,5;

K_t – температурный коэффициент, принимают равным 1,0, поскольку рабочая температура подшипников качения обычно не превышает 100 °С;

а) определяют номинальную долговечность (ресурс) в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

или в часах

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p,$$

где p – показатель степени долговечности, для шарикоподшипников принимают равным 3, а для роликоподшипников – 10/3;

д) сравнивают полученный ресурс с заданным в техническом задании на курсовое проектирование (см. п 1.2, Варианты заданий на курсовое проектирование). Если полученная долговечность меньше заданной или больше ее более чем в 10 раз, принимают другой подходящий типоразмер подшипника, а все построения трехмерных моделей и расчеты валов начиная с п. 7 (Выбор подшипников и построение сборок трехмерных моделей валов) повторяют.

10 Расчет валов и подшипников в КОМПАС-SHAFT 2D

В качестве проверки уже выполненных обычным способом расчетов валов и подшипников на прочность и долговечность эту процедуру повторяют в КОМПАС-SHAFT 2D. Работа с этой библиотекой уже частично описана в п. 5 (Построение трехмерных моделей зубчатых колес). Необходимо лишь продолжить работу в ней.

10.1 Расчет валов КОМПАС-SHAFT 2D

Прежде всего, нужно создать файл КОМПАСа  «Чертеж» или  «Фрагмент» и сохранить его под узнаваемым в последствии именем, например, «Вал тихоходный», или «Вал-шестерня», как это видно на рисунке 10.1.

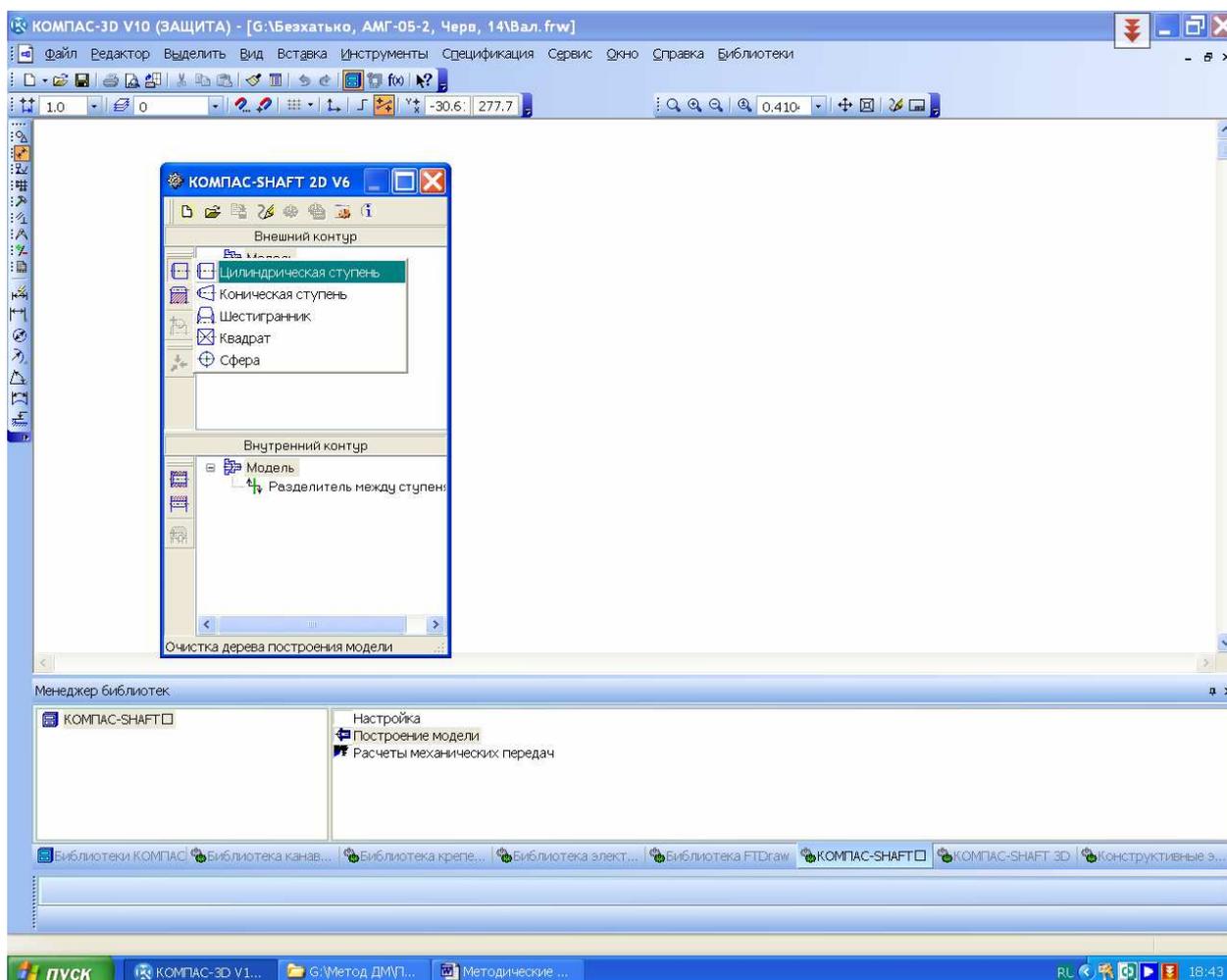


Рисунок 10.1

Потом в меню  «Менеджер библиотек» следует открыть библиотеку «Расчет и построение» в КОМПАС-SHAFT 2D, а затем выбрать коман-

ду «Построение модели». В выпавшем меню нажимают кнопку «Новая модель», а в новом подменю «Выбор типа отрисовки» выбирают, например, «В полуразрезе» и нажимают кнопку «ОК». Курсором вида «крест» + привязываются к началу координат на экране монитора, нажимая левую кнопку мышки. При этом вновь открывается меню КОМПАС-SHAFT 2D, где в верхнем окне «Внешний контур» появилось дерево построения модели. Выбираем именно верхнее окно, поскольку будем строить внешние контуры вала. Далее нажимают на кнопку «Простые ступени» и в выпавшем подменю – строчку «Цилиндрическая ступень». Затем в еще одном выпавшем меню «Цилиндрическая ступень» вводят длину и диаметр ступени, а также размеры фаски, хотя это не обязательно, это видно на рисунке 10.2. После этого на экране появляется двухмерное изображение цилиндрической ступени. Так постепенно слева направо одна за другой строят все ступени вала.

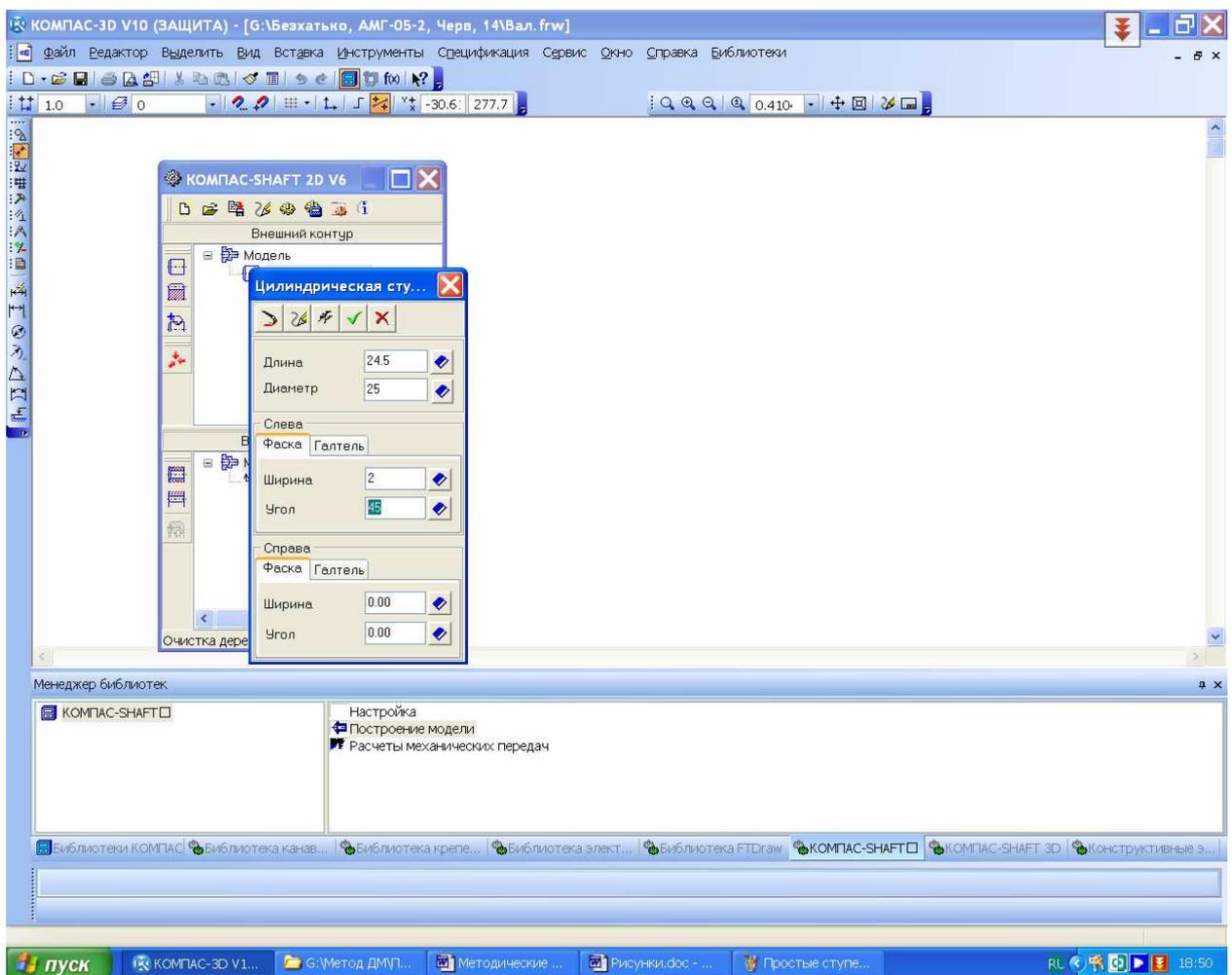


Рисунок 10.2

После этого переходят к «Дополнительным элементам ступеней», эта кнопка становится доступной после выделения одной из ступеней в дереве построения модели. Начинают с подшипников, выделяют ступень, на

которой должен размещаться первый подшипник (в нашем примере первую построенную ступень), нажимают на кнопку  «Дополнительные элементы ступеней» и в выпавшем меню выбирают строчку «Подшипники», как это видно на рисунке 10.3. Теперь появляется меню «Подшипники», в котором нужно выбрать «Тип подшипника», например, «Подшипники роликовые ГОСТ 27365-87» и «Вариант привязки», в нашем случае внутренним кольцом справа, как это видно на рисунке 10.4. Также указывают «Вариант отрисовки» (у нас «Зеркальная») и «Расстояние от базового торца» величиной 2 мм (поскольку в принятой конструкции внутренне кольцо подшипника будет упираться не в буртик вала, а в маслоотражающее кольцо толщиной 2 мм, которое будет устанавливаться между подшипником и буртиком вала). Потом переходят на закладку «Выбор подшипника» и выделяют строчку с нужным подшипником. Нажатие «ОК» добавляет изображение подшипника на валу. Затем в дереве построения модели выделяют ступень посадочного места под второй подшипник и вводят его в модель аналогично первому, но с противоположной ориентацией.

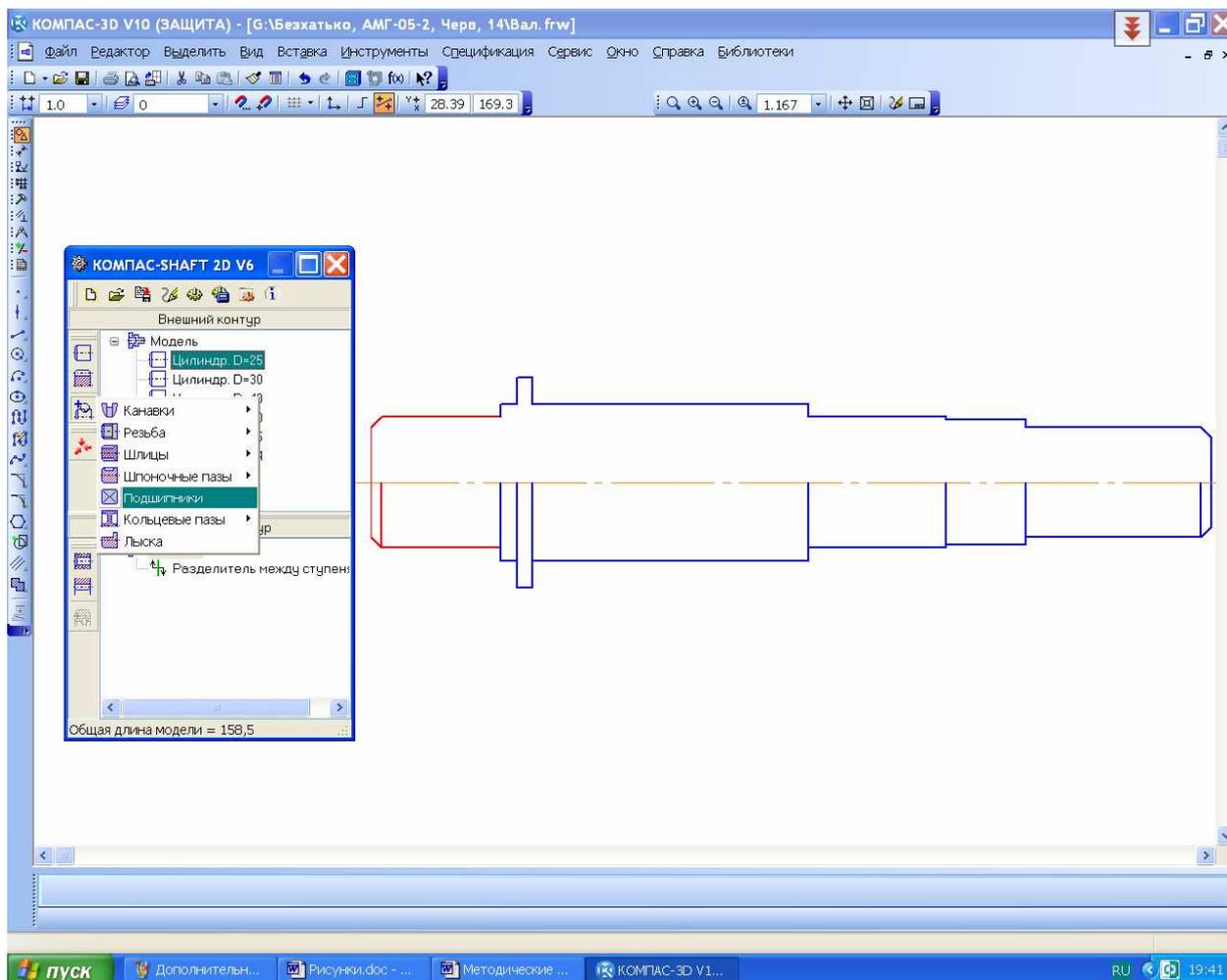


Рисунок 10.3

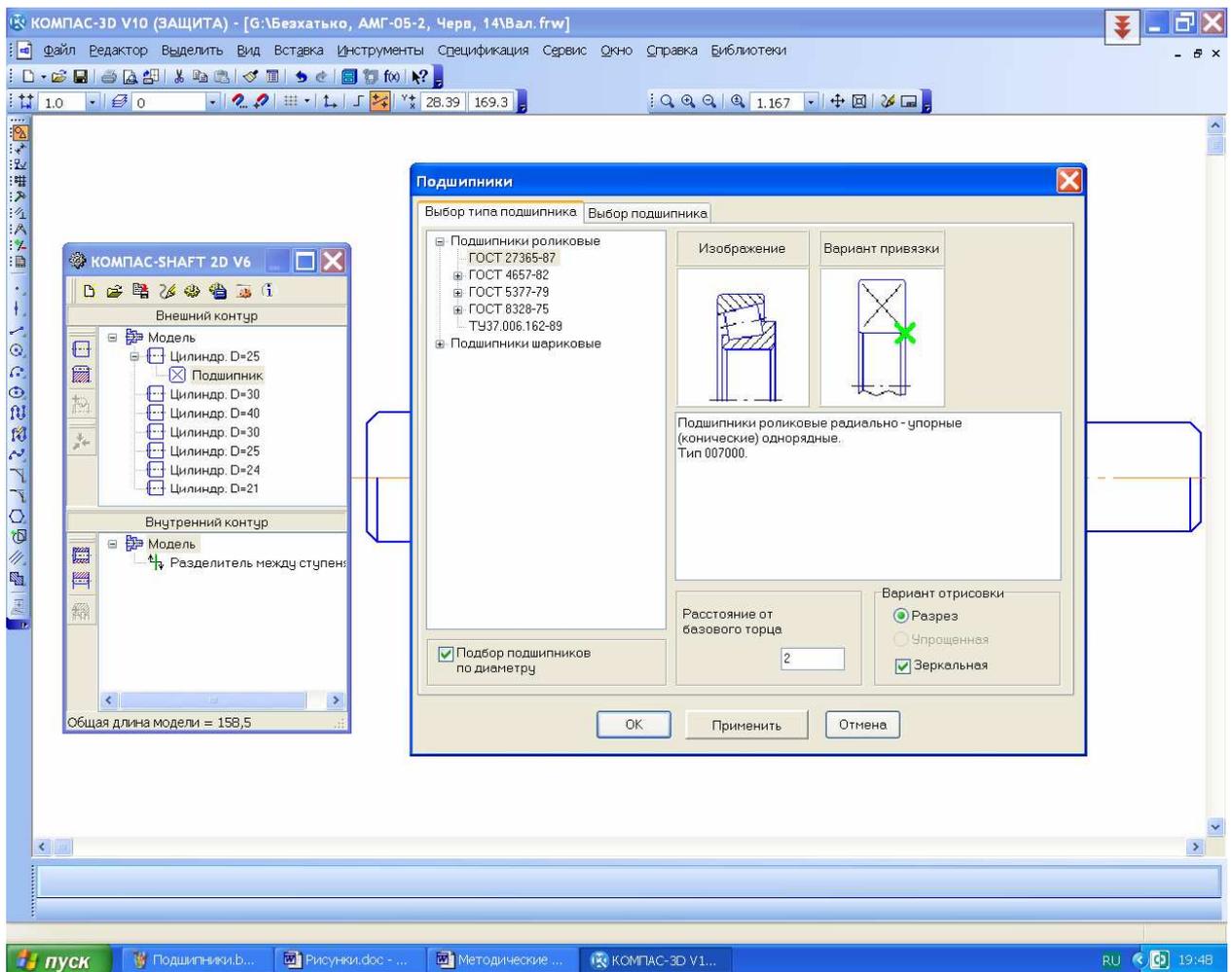


Рисунок 10.4

Теперь переходят к процедуре  «Приложения нагрузки», эта кнопка становится доступной после выделения базового торца, от которого будет отсчитываться расстояние до точки приложения нагрузки. За базовый лучше принимать левый торец вала и соответственно выделять в дереве построения модели первую ступень, как это видно на рисунке 10.5.

Вводят  «Радиальные и осевые силы»,  «Распределенную нагрузку»,  «Изгибающий момент» и  «Крутящий момент». При вводе нагрузки каждого вида выпадает специальное меню, которое нужно внимательно заполнить, как это показано на рисунке 10.6 на примере крутящего момента (очень важно не перепутать горизонтальную и вертикальную радиальные силы). Один и тот же вид нагрузки можно вводить несколько раз, изменяя точку ее приложения (например, радиальные и осевые силы вала с раздвоенным шевроном). Реакции подшипниковых опор не являются внешними нагрузками, поэтому их не следует вводить как  «Приложенные нагрузки». Система сама их определит.

Осевые силы в зубчатых передачах возникают на образующей колес и обычно не действуют строго по оси вала, поэтому их действие лучше заменять изгибающими моментами в соответствующих плоскостях.

Далее переходят к расчетам и построению эпюр. Для этого нажимают на кнопку «Механические свойства материала модели, расчет модели и подшипников» меню КОМПАС-SHAFT 2D. В выпавшем подменю вначале выбирают верхнюю строчку «Механические свойства материала модели» и выбирают материал, из которого будет изготовлен вал, а затем строчку «Расчет модели и подшипников». В новом выпавшем подменю «КОМПАС ShaftCalc» выбирают кнопку «Общий расчет вала».

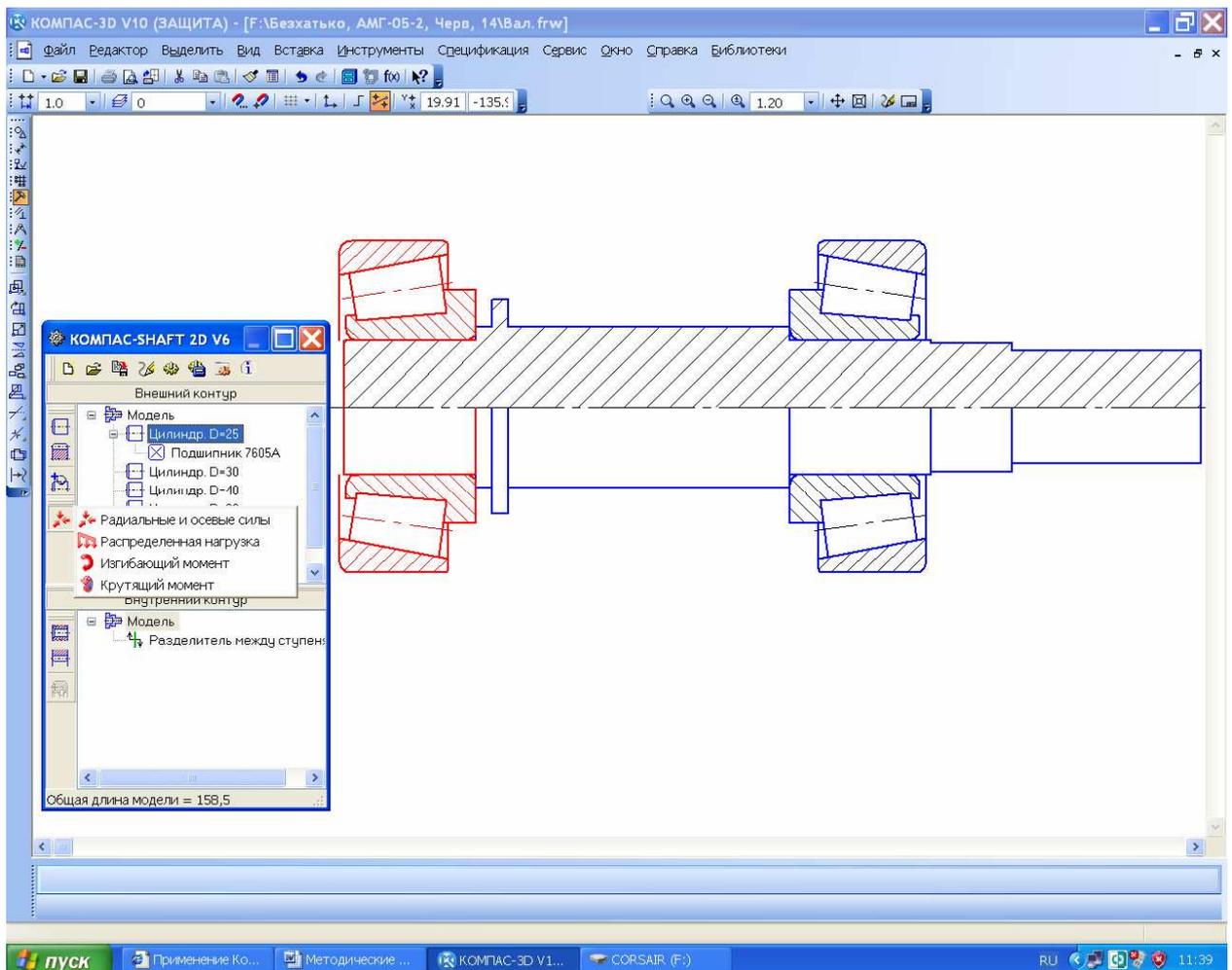


Рисунок 10.5

Появляется меню «Расчет Вала», в котором нужно выбрать построение всех видов эпюр, нажав на кнопку «Выбрать все графики», запустить расчет, нажав на кнопку «Сформировать отчет». Если выбор материала, из которого будет изготавливаться вал, не был сделан ранее, то его можно выполнить сейчас, перейдя в меню «Сервис».

По завершении вычислений откроется окно с результатами, в котором будут представлены графики эпюр сил, моментов, углов прогиба, эквивалентных напряжений и коэффициента запаса прочности. Результаты расчета

проверяют и печатают, потом их подшивают в пояснительную записку к курсовому проекту.

В настройках меню «Расчет Вала», как это видно на рисунке 10.7, можно установить печать результатов в файлах типа «FastReport» и «Чертеж» КОМПАСа, для этого перед началом расчета нажимают на кнопку «На новом листе в КОМПАС-График» или «На отдельных листах в КОМПАС-График». Просмотреть результаты в этом случае можно, наведя курсор на нужную строку автоматически открывающейся закладки «Работа с документами» и дважды нажав на правую кнопку мышки. Нажатие на закладку «Графики и отчеты» сохраняет результаты в папку $C:\Program Files\ASCON\KOMPAS-3D V10\Libs\Shaft\Report$, откуда их можно копировать и сохранять в папку с файлами курсового проекта, а затем распечатать на бумаге и приложить к пояснительной записке.

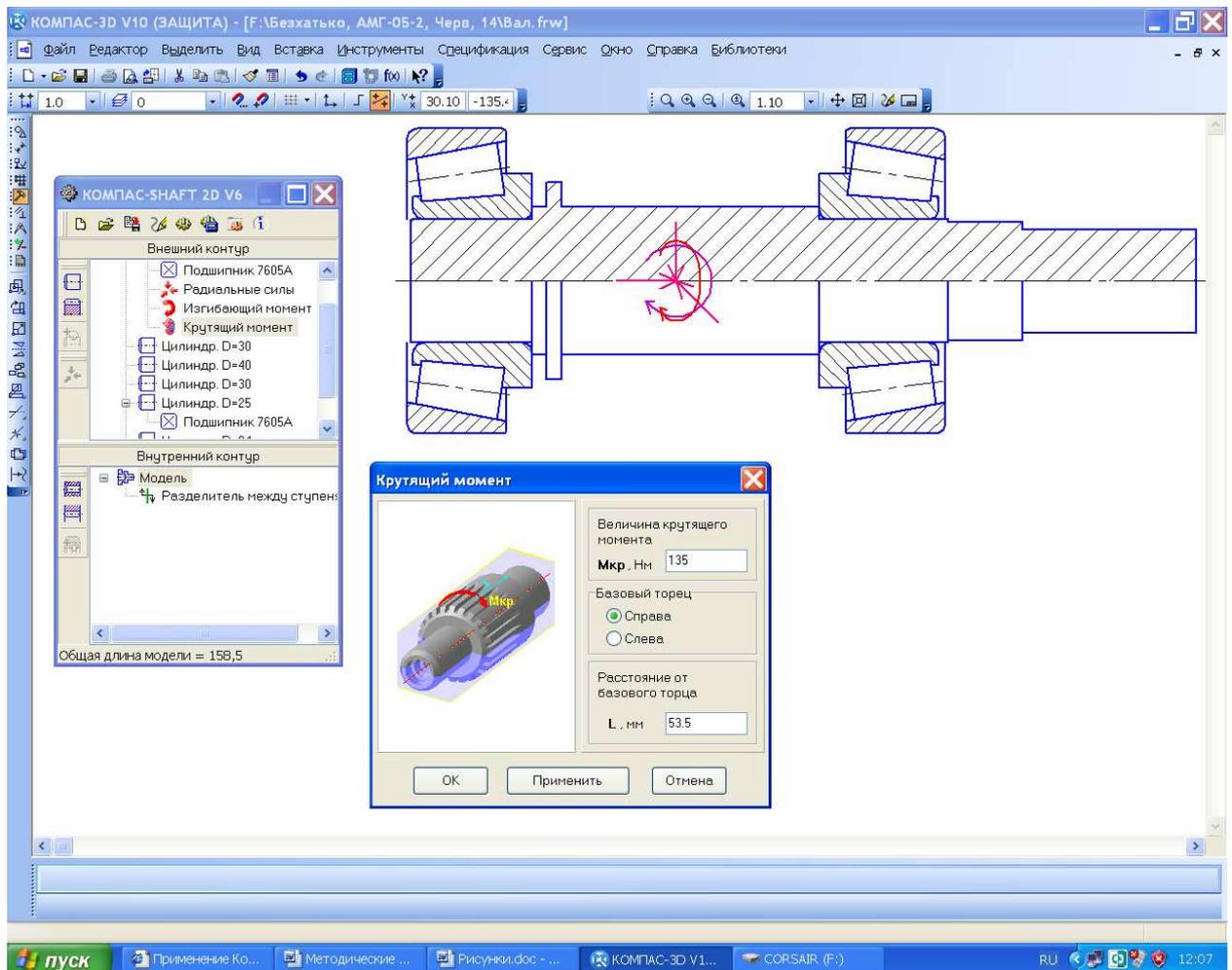


Рисунок 10.6

Нужно помнить, что КОМПАС пока еще делает некоторые ошибки, например, первая эпюра «График радиальных сил в вертикальной плоскости» всегда строится с левой силой (реакцией опоры), равной 50.000 кН.

Вместо «Графика осевых сил» КОМПАС повторяет «График радиальных сил в горизонтальной плоскости». Иногда некоторые графики воспроизводятся наложенными один на другой. На это не следует обращать внимание.

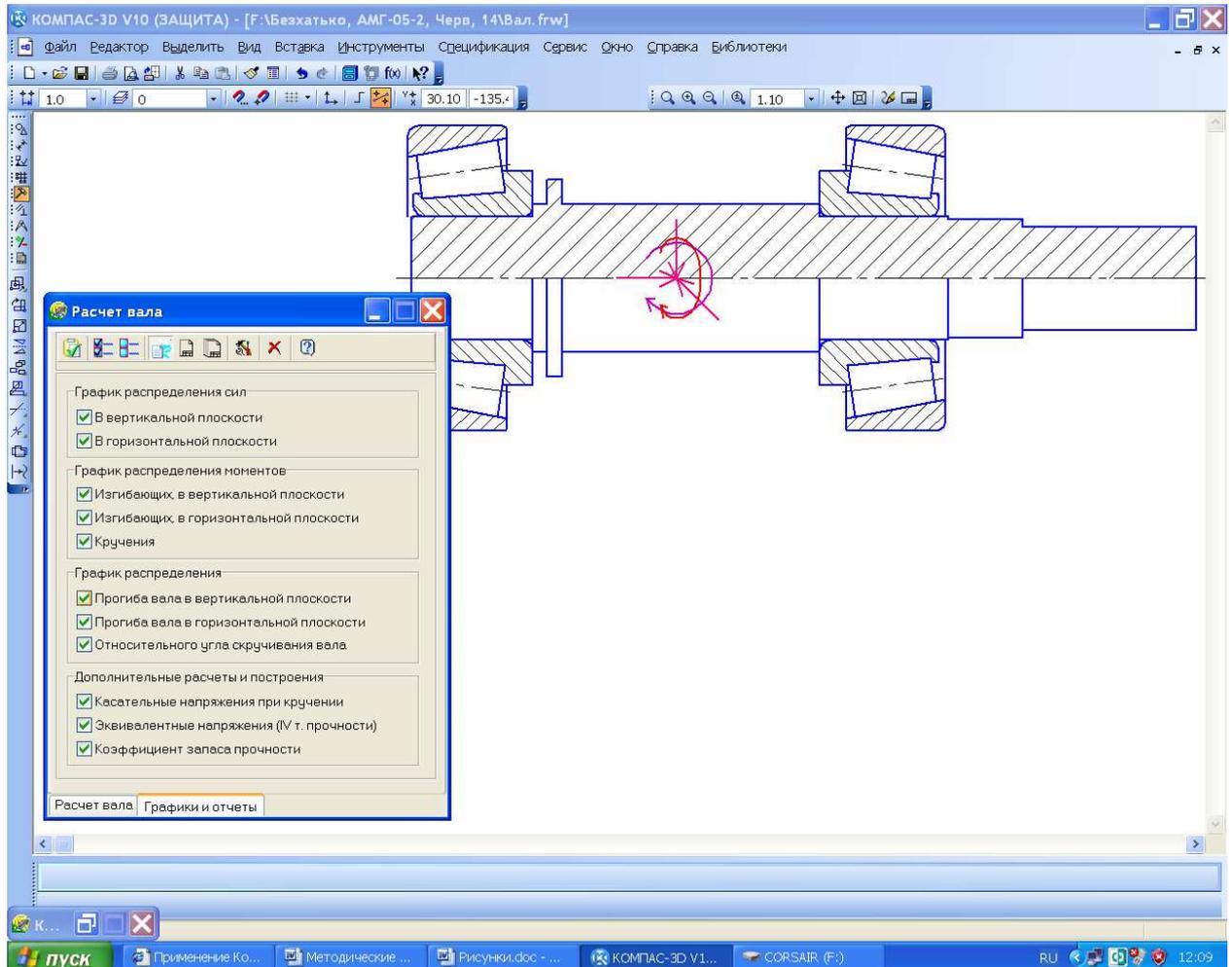


Рисунок 10.7

Аналогично можно выполнить расчет и вала-шестерни или червяка. Для этого можно открыть файл с уже построенным в КОМПАС-SHAFT 2D двухмерным построением шестерни или червяка и достроить слева и справа недостающие цилиндрические ступени, добавить подшипники и нагрузки. В этом случае некоторые ячейки меню нагрузок уже будут заполнены по результатам расчета зубчатых колес. С этими значениями можно согласиться или изменить их. В остальном, расчет вала-шестерни или червяка аналогичен расчету вала.

Чтобы закончить работу по расчету валов нужно нажать кнопку  «Сохранить модель и выйти», а также сохранить сам файл фрагмента или чертежа, в котором проводились двухмерные построения вала и его расчет. Можно также построить трехмерную модель вала, вал-шестерни или червяка, нажав на кнопку  «Дополнительные построения», а затем выбрать в подменю такую же кнопку  «Генерация твердотельной моде-

ли», как это уже было описано в п. 5.1 (Построение зубчатых колес цилиндрической передачи). Но можно сразу перейти к расчету подшипников.

10.2 Расчет подшипников КОМПАС-SHAFT 2D

Расчет подшипников является продолжением расчета валов в КОМПАС-SHAFT 2D. В меню «КОМПАС ShaftCalc» выбирают кнопку «Расчет подшипников», после этого открывается меню «Расчет подшипников» в котором по результатам расчета вала уже заполнены некоторые ячейки в двух строчках (для левого и правого подшипников). Но величины сил, действующих на подшипник вдоль оси нужно ввести (хотя они уже вводились при расчете вала). Для этого нужно перейти в меню «Настройки» и поставить «птичку» в строчке «Учитывать осевую нагрузку, действующую на радиальную нагрузку», как это показано на рисунке 10.8.

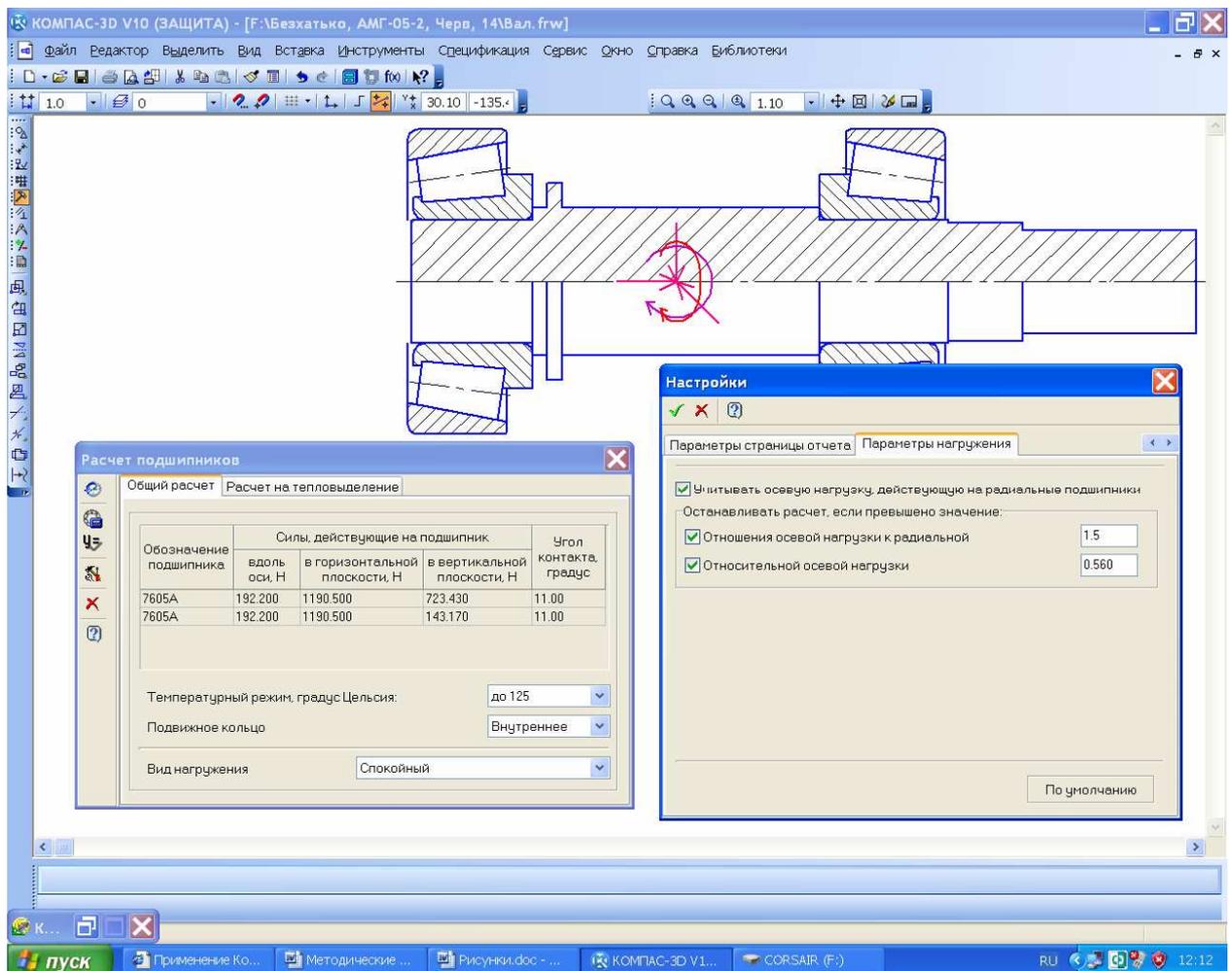


Рисунок 10.8

Затем открывают закладку «Расчет на тепловыделение», ставят птичку в соответствующем окошке и при необходимости меняют параметры подшипниковой смазки. Затем нажимают на кнопку «Ресурс работы» и

вводят величину ресурса работы и частоту вращения вала. Нажимают кнопку  «ОК» и  «Расчет подшипника». Появляется окно с результатами расчета, которые нужно сохранить в папку курсового проекта, распечатать на бумаге и приложить к пояснительной записке.

Чтобы закончить работу по расчету подшипников нужно закрыть меню «Расчет подшипников» и «КОМПАС ShaftCalc», нажать кнопку  «Сохранить модель и выйти», а также сохранить сам файл фрагмента или чертежа, в котором проводились двухмерные построения вала с подшипниками и их расчет.

10.3 Редактирование 3D моделей валов

По результатам проверочных расчетов валов и подшипников обычно необходимо выполнить редактирование трехмерных моделей валов-деталей и валов-сборок. Для этого вначале редактируют детали. Открывают файл вала, находят в дереве построения операцию, которая требует изменений (выделенная курсором в дереве построения операция, «подсвечивается» программой на детали), и нажимают на правую кнопку мышки. В появившемся подменю выбирают строчку «Редактировать» и вносят изменения, например, в длину ступени вала. Если в подменю выбрать строчку «Редактировать эскиз», то можно вносить изменения, например, в диаметр ступени вала.

Аналогично вносят корректировки в сборки валов. Если после редактирования валов-деталей нужно изменить дистанционные (упорные) втулки или кольца, то они могут быть отредактированы, как это описано выше, однако могут возникнуть некоторые трудности. Так, например, если после редактирования валов существенно изменились длины или диаметры цилиндрических ступеней валов, добавились новые ступени или буртики, то программа может не уследить за перестроением некоторых библиотечных элементов (шпоночных пазов, канавок, шлицев и т.п.). Правильность их расположения необходимо проверить визуально, а лучше с проверкой размеров. Для этого иногда нужно перейти в режим редактирования подозрительных операций, открыть их эскизы и проверить размеры длин и диаметров. Удобно пользоваться инструментальной панелью  «Измерения 3D» и командой  «Расстояние и угол» в ней, но нужно быть осторожным, – эта команда показывает кратчайшее расстояние между конкретными гранями, а не плоскостями на которых они расположены.

Иногда после редактирования сборок или деталей на некоторых иконках сборок, деталей, сопряжений, операций и эскизов в «Дереве построения» могут появиться знаки  «Ошибка построения». Чаще всего это бывает в деталях, отдельные элементы которых построены с использованием команды  «Спроецировать объект», когда на плоскости эскиза построены объекты (элементы объектов), являющиеся проекциями ребер или точек, полученных при построении других операция на той же детали или даже на других деталях сборки. При некоторых перестроениях (или даже самоконтроле программы) могут потеряться связи с исходными плоскостями или

объектами на них. Самый простой способ – избавиться от старых связей. Для этого открывают проблемный эскиз, копируют или подозрительную часть изображения эскиза, или все изображение целиком командой «Редактор→Выделить все», а затем вырезают изображение командой «Вырезать» и привязываются курсором к началу координат. Затем, нажав на кнопку «Вставить» опять привязываются к началу координат и вставляют только что вырезанное изображение на прежнее место. Иногда после этого связь еще сохраняется, поэтому после вырезания изображения эскиз нужно закрыть и снова открыть, а только потом вставить вырезанное изображение.

Возникают «Ошибки построения» и в сопряжениях, когда по какой либо причине программа теряет связь между деталями сборки, как это видно на рисунке 10.9. Чаще всего это происходит при удалении или замене их.

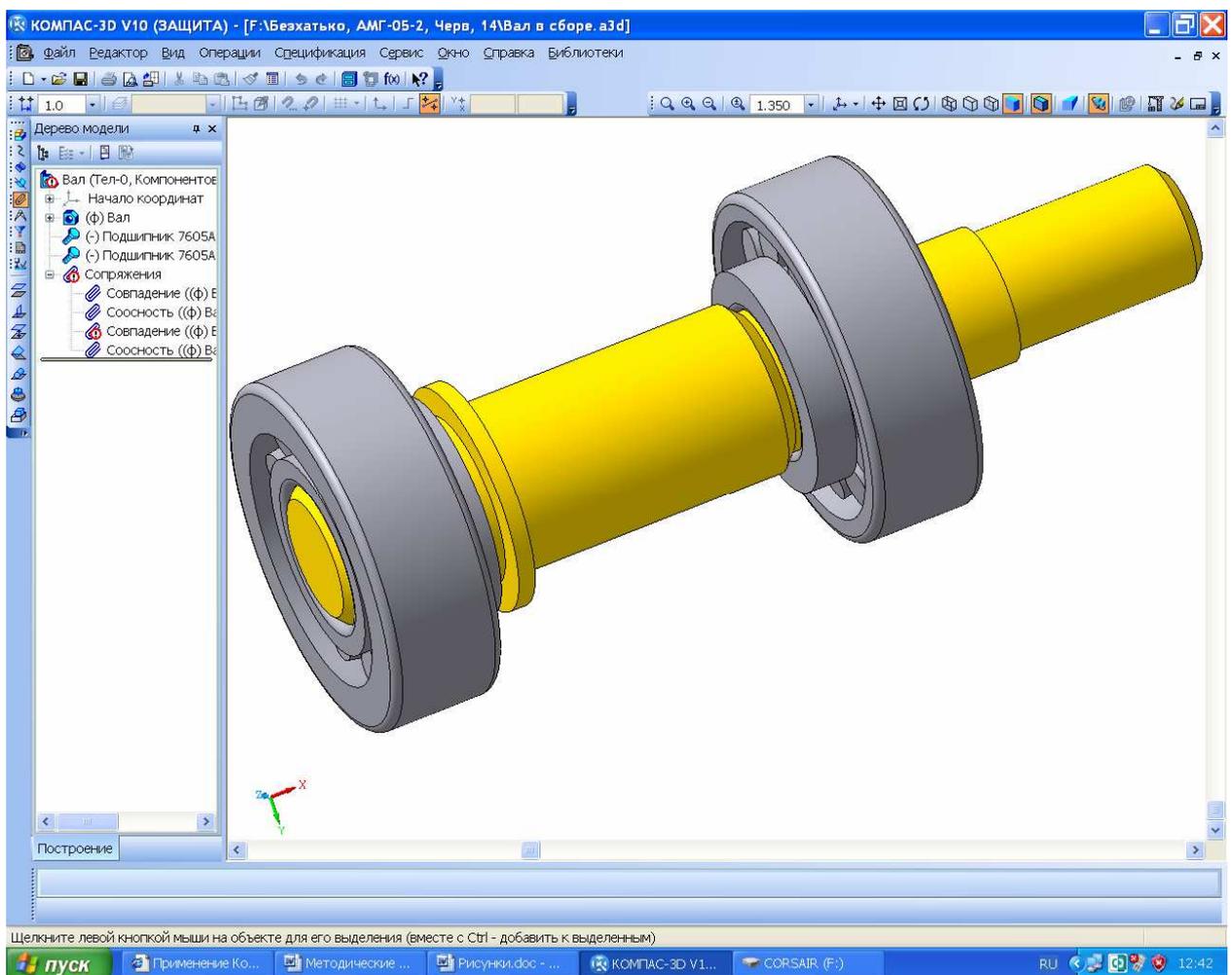


Рисунок 10.9

Стандартизованные элементы из библиотек КОМПАСа редактируются аналогично, за исключением того, что в этом случае вновь открывается окно библиотеки, в котором следует выбрать другой подходящий элемент.

Отредактированные файлы должны быть сохранены под прежними именами.

11 Компоновка редуктора

11.1 Построение 3D сборки зубчатой передачи

Следующим этапом работы по созданию трехмерной модели редуктора есть построение сборки зубчатой передачи в КОМПАС 3D, как это показано на рисунке 11.1. Процедура ее создания аналогична описанной в п. 5.4 (Построение 3D модели зубчатого зацепления), только вместо деталей зубчатых колес в новую сборку вводят сборки валов (в новой сборке они станут подсборками). Все остальные операции производят аналогично. Зубчатое зацепление должно быть правильным, для проверки этого необходимо рас-сечь сборку по одной-двум перпендикулярным плоскостям операцией «Сечение поверхностью» (это две последние строчки в «Дереве построения» на рисунке 11.1).

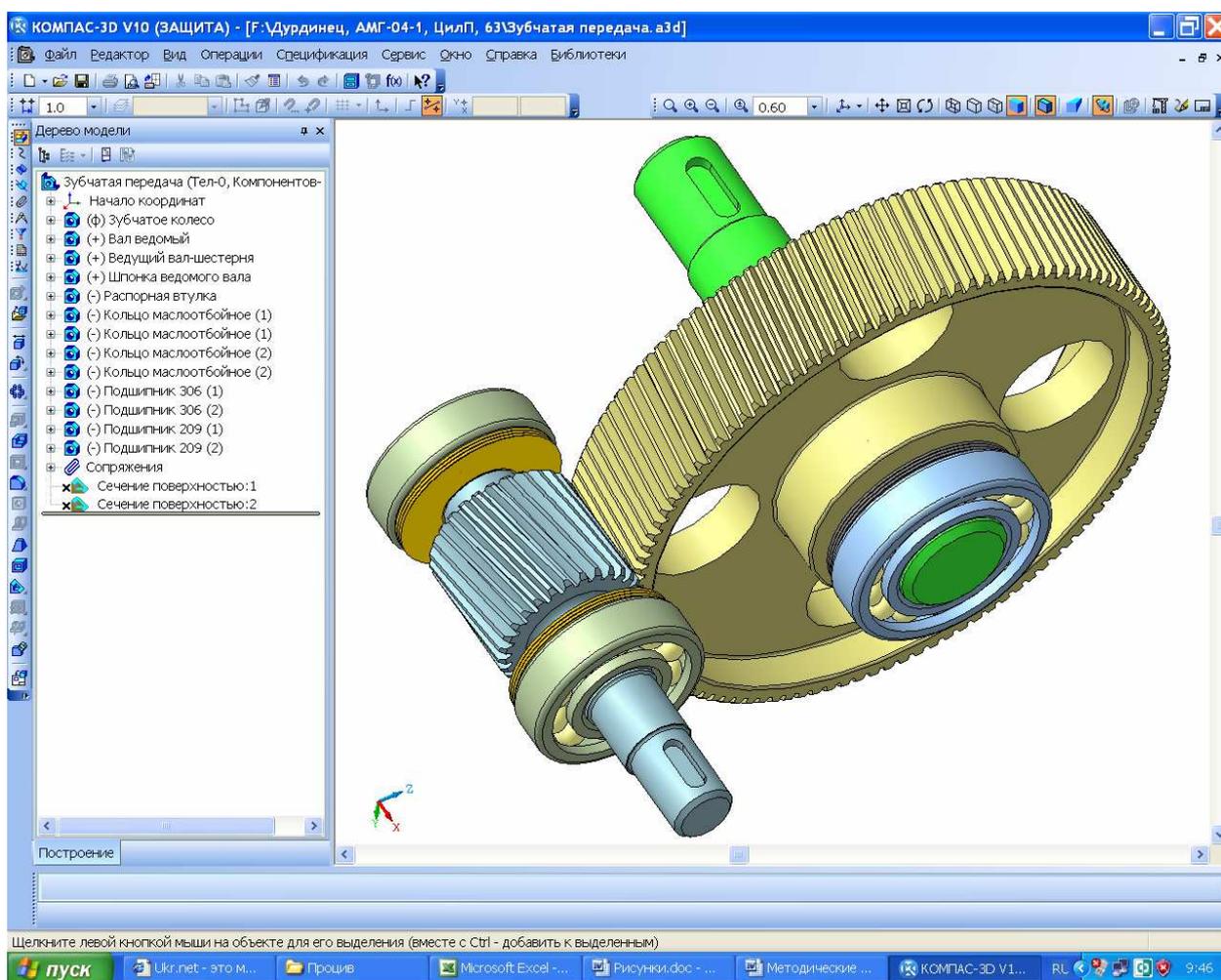


Рисунок 11.1

По завершении просмотра операцию исключают из расчета, – наводят курсор на строчку операции в «Дереве построения», нажимают правую кнопку мышки и в контекстном меню выбирают строчку «Исключить из расчета» (перед иконкой операции появляется крестик x). В любой момент опе-

рацию можно снова сделать активной, выполнив те же действия, но теперь уже выбрав строчку «Включить в расчет».

Убедившись в правильности зацепления зубчатой передачи можно исключить из расчета операции «нарезания» зубьев на шестернях, колесах и червяках, поскольку эти операции требуют значительных вычислительных ресурсов компьютера и не нужны для выпуска чертежей. Для этого в файлах деталей (или на их иконах в дереве построения сборки) находят операцию «нарезания» первого промежутка между двумя соседними зубьями и «Исключают из расчета» эту операцию. Операции нарезания остальных промежутков будут исключены из расчета программой автоматически.

Файл сохраняют под именем, например, «Зубчатая передача».

11.2 Построение вспомогательного эскиза плоскости разъема корпуса

Чтобы перейти к построению трехмерных моделей корпусных деталей, в файле «Зубчатая передача» строят вспомогательный эскиз на будущей плоскости разъема корпуса и крышки, как это показано на рисунке 11.2.

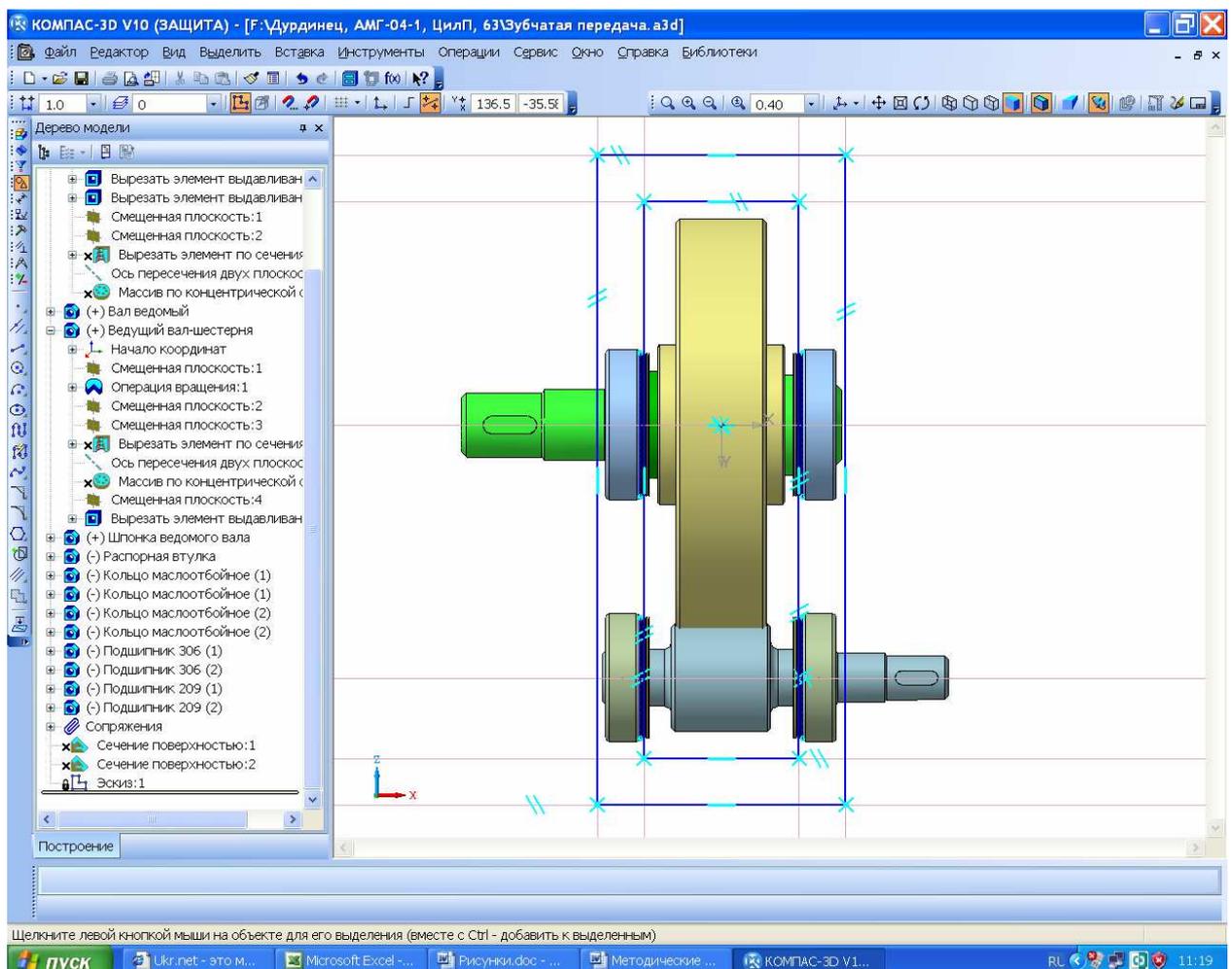


Рисунок 11.2

Это плоскость, в которой расстояние между осями валов равно межосевому (обычно одна из основных плоскостей файла сборки). На ней создают новый «Эскиз» (последняя строчка в «Дереве построения», – «Эскиз:1» на рисунке 11.2), в котором вдоль осей валов проводят вспомогательные прямые. Как правило, одна из них проходит через начало координат. Затем с помощью операции «Спроецировать объект» получают линии проекций внутренних сторон подшипников (ближних к зубчатому зацеплению). Отступая от этих линий от 2 до 5 мм внутрь редуктора, проводят вспомогательные прямые, которые, пересекаясь, образуют четырехугольник, обозначающий внутреннюю полость редуктора. Отступая от них вспомогательными параллельными прямыми наружу за подшипники получают внешний контур и, – примерное изображение фланца разъема редуктора.

Оба контура обводят замкнутой основной линией. В некоторых разновидностях схем компоновки редукторов, например, в конических, контур внутренней полости редуктора и плоскость фланца делают не прямоугольными, а более сложной формы, как это видно на рисунке 11.3.

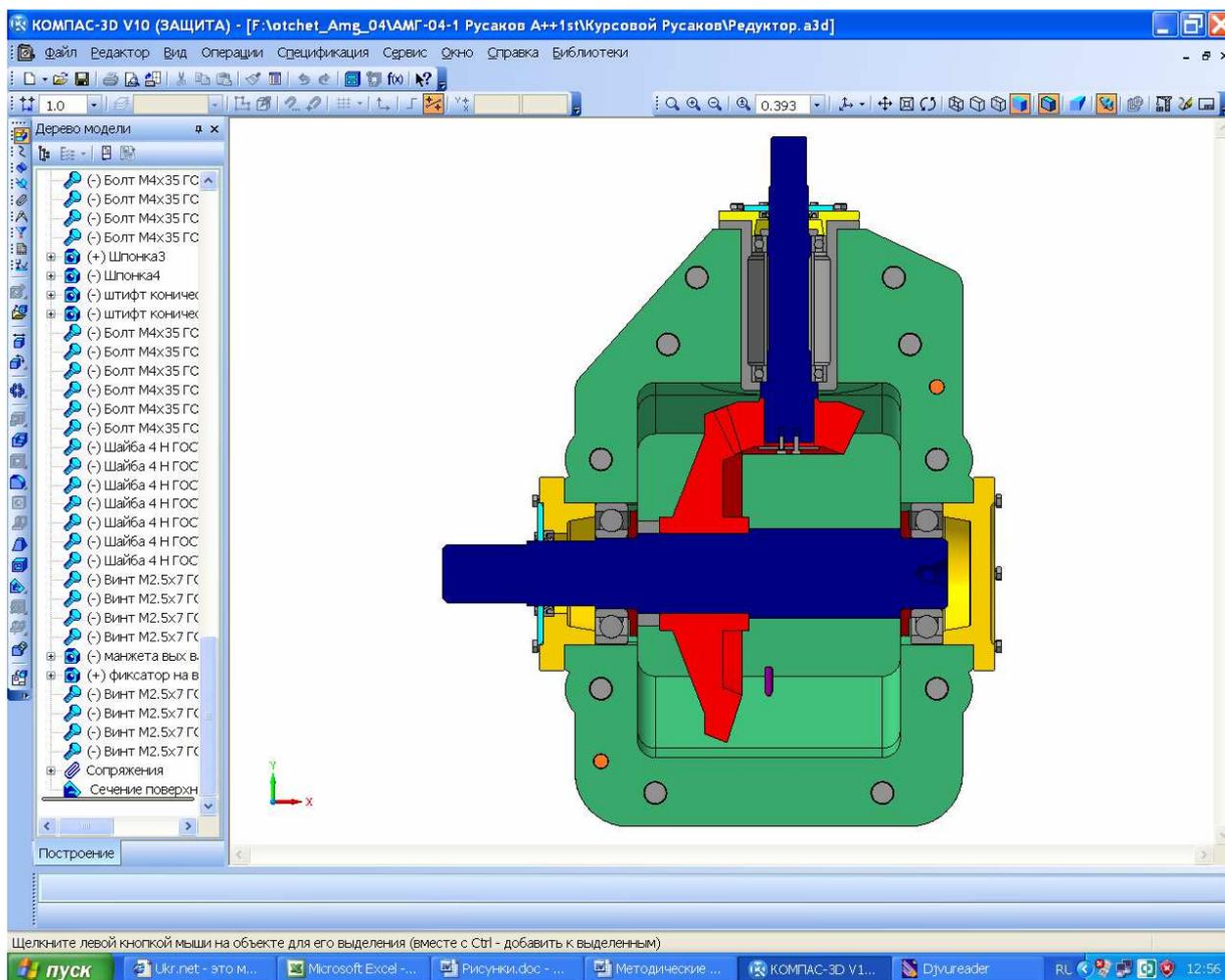


Рисунок 11.3

В каждом конкретном случае нужно ориентироваться на компоновочную схему, принятую ранее (см. п. 1.3, Выбор схемы компоновки редуктора и определение его передаточного числа).

Далее, в эскизе удаляют основные линии проекций подшипников, а два контура выделяют рамкой и копируют в буфер памяти, привязываясь к началу координат. Эскиз закрывают, а файл сохраняют.

11.3 Редактирование валов и мест размещения подшипников на валах

При построении служебного эскиза может обнаружиться, что валы передачи оказались либо слишком длинными, либо слишком короткими, или подшипники одного из валов (одноступенчатого редуктора) расположены на разном расстоянии от зубчатого колеса или не на одной линии с подшипниками другого вала. Например, на рисунке 11.4 правые подшипники размещены правильно, а левые установлены со смещением относительно друг друга. В этом случае нужно провести редактирование элементов вала, как это описано в п. 9.3 (Редактирование 3D моделей валов), и перестроить служебный эскиз плоскости разъема корпуса.

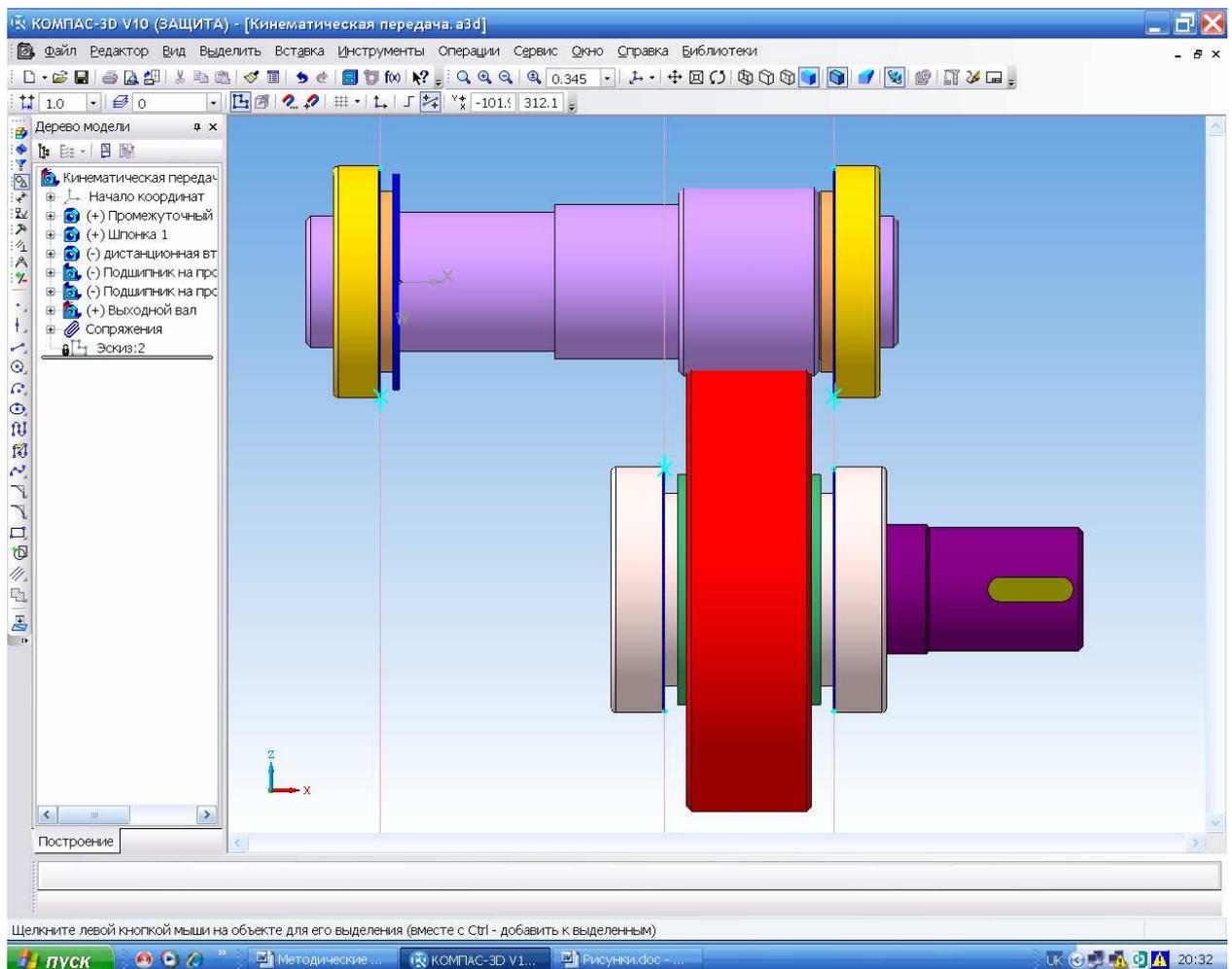


Рисунок 11.4

12 Построение корпусных деталей редуктора

Обычно построение корпусных деталей начинают с нижней части – корпуса. Создают файл типа  «Деталь» в КОМПАС 3D, на одной из плоскостей (лучше «XY») создают эскиз, в который вставляют изображение фланца из буфера памяти, скопированное из вспомогательного эскиза (см. п. 10.2, Построение вспомогательного эскиза плоскости разъема корпуса). Далее возможны два основных сценария построения корпусных деталей, которые будут рассмотрены ниже.

Размеры основных конструктивных элементов корпусных деталей, приведенных на рисунке 12.1, рекомендуется выбирать из таблицы 12.1.

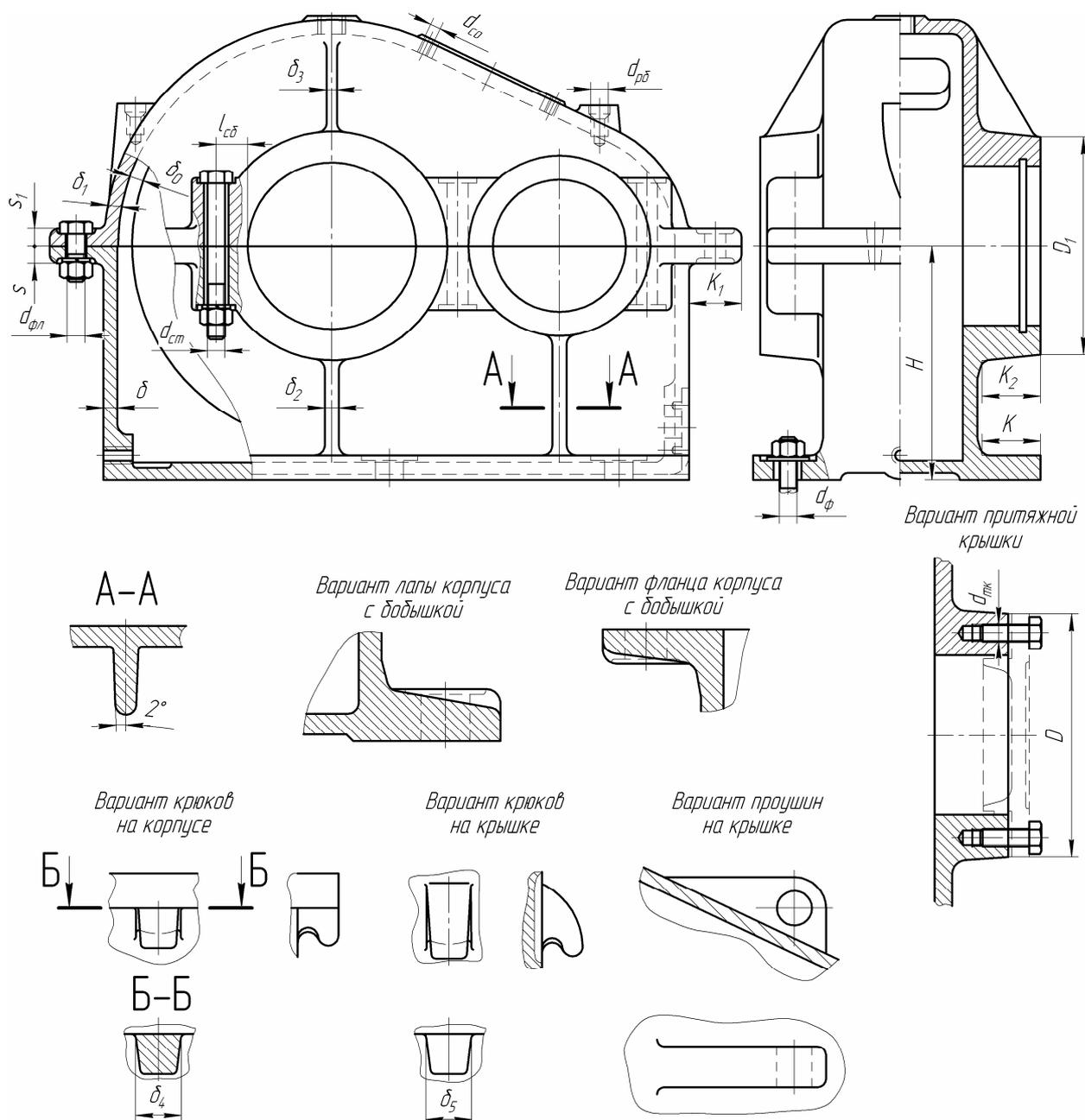


Рисунок 12.1

Таблица 12.1 – Размеры конструктивных элементов корпусных деталей

Наименование элемента	Размер элемента, мм
Толщина стенки корпуса	$\delta = 2\sqrt[4]{10T_2^*} \geq 6$
Толщина стенки крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6$
Толщина ребра в сопряжении со стенкой корпуса	$\delta_2 = \delta$
Толщина ребра в сопряжении со стенкой крышки	$\delta_3 = \delta_1$
Литейный уклон ребер	2°
Диаметр бобышки под притяжную крышку	$D = 1,25d_n^{**} + 10$
Диаметр бобышки под закладную крышку	$D_1 = 1,2d_n^{**}$
Расстояние между зубчатым колесом и стенкой корпуса	$\delta_0 \geq 0,6\delta$
Высота от плоскости разъема корпуса до упорной поверхности лап корпуса	$H = 1,06a^{***}$
Толщина подъемных крюков корпуса	$\delta_4 = 2,5\delta$
Толщина подъемных крюков крышки	$\delta_5 = 2,5\delta_1$
Диаметр фундаментных болтов	$d_\phi = \sqrt[3]{40T_2} \geq 12$
Диаметр стяжных болтов полубобышек	$d_{cm} = \sqrt[3]{20T_2} \geq 10$
Диаметр стяжных болтов фланцев поверхности разъема	$d_{\phi л} = (0,7...1,0)d_{cm}$
Диаметр винтов (болтов) крышки смотрового отверстия	$d_{co} = 0,5d_{cm} \geq 6$
Диаметр винтов (болтов) торцевых крышек подшипниковых узлов	$d_{mk} = 0,5d_{cm} \geq 6$
Толщина фланца корпуса (по плоскости разъема корпуса)	$s = 1,5d_{cm}$
Толщина фланца крышки (по плоскости разъема корпуса)	$s_1 = 1,3d_{cm}$
Толщина лап корпуса	$\delta_l = 1,5d_\phi$
Ширина лап корпуса	$K = 4d_\phi$
Ширина фланца плоскости разъема корпуса	$K_1 = 3d_{cm}$
Ширина (вылет) бобышки	$K_2 = 3,5d_{cm}$
Расстояние от образующей цилиндрической расточки корпуса под подшипниковый узел до осей стяжных болтов полубобышек	$l_{cб} = 1,2d_{cm}$
Диаметр рым-болта	$d_{рб}$, в зависимости от массы редуктора
* T_2 – крутящий момент на тихоходном валу, Н·м; ** d_n – диаметр подшипника; *** a – межосевое расстояние	

12.1 Построение 3D моделей корпусных деталей добавлением стенок

Первый способ заключается в том, что во вновь созданном файле «Детали» вначале строят фланец поверхности разъема, используя его  «Эскиз». Это первая операция «Операция выдавливания:Фланец» на рисунке 12.1.

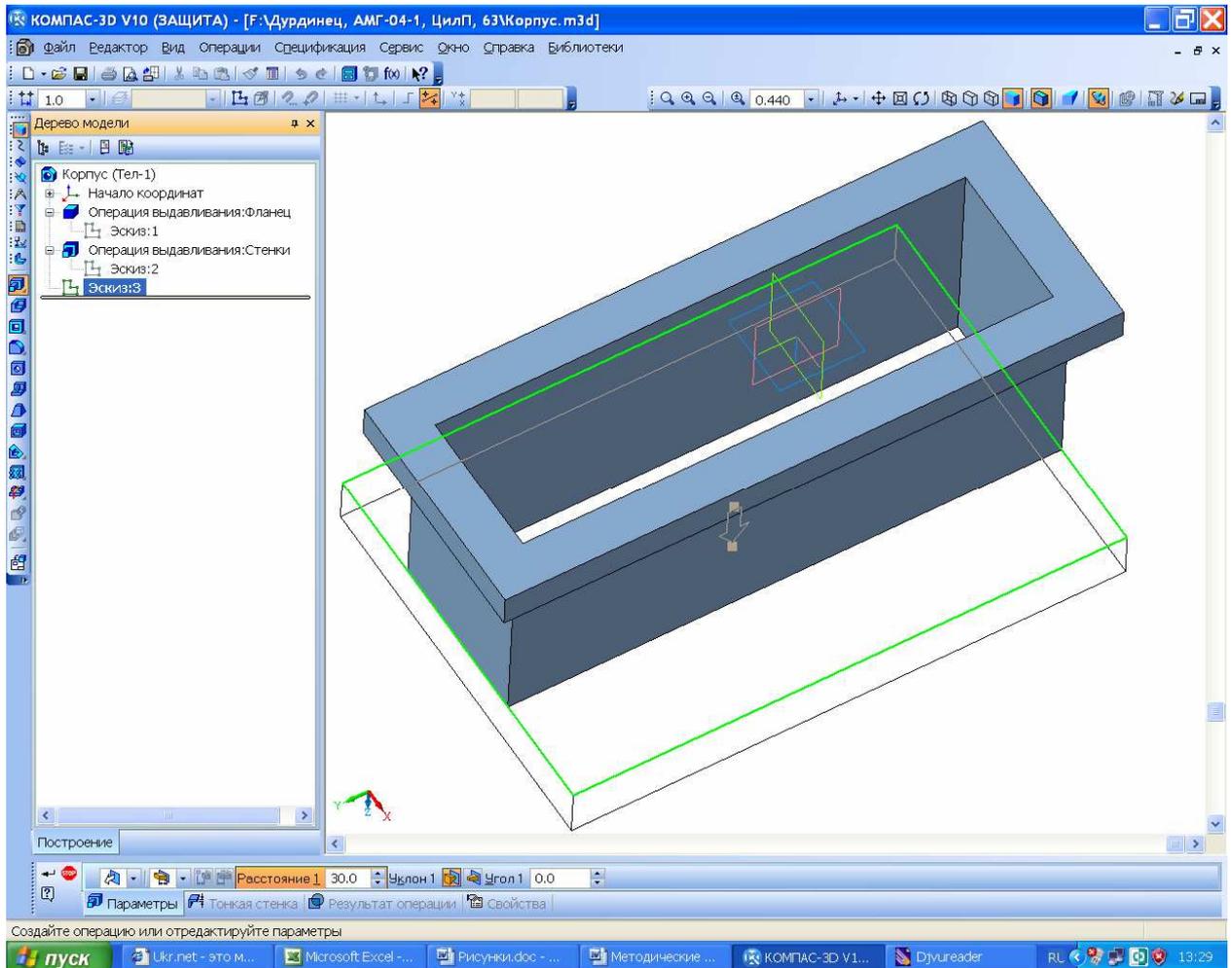


Рисунок 12.1

Затем на одной из его поверхностей создают новый  «Эскиз», где проецируют замкнутую линию внутреннего контура и строят новую параллельную ей замкнутую линию, отступая на толщину стенки. Эскиз закрывают и «вытягают» стенки на нужную высоту с помощью операции  «Выдавливания», например, на глубину масляной ванны корпуса.

Затем на торцевой поверхности образованных стенок строят еще один  «Эскиз», например днища корпуса редуктора. Здесь нужно не забыть добавить лапы, с помощью которых редуктор будет крепиться к основанию или раме машины (требуется сделать прямоугольник эскиза днища шире и длиннее) и «вытянуть» днище на нужную высоту, (см. рисунок 12.1).

Сформировался пустотелый параллелепипед с прямыми углами, которые затем округляют соответствующей операцией и нужным радиусом. Начинать лучше изнутри.

Далее создают новый файл  «Сборки» в КОМПАС 3D, который называют, например, «Редуктор». Этот файл и будет главным файлом, содержащим трехмерную модель проектируемого редуктора. Его используют для доработки некоторых деталей «На месте» и создания новых деталей и подборок, составляющих редуктор в целом. Первой в него вводят уже созданную подставку «Зубчатая передача», (см. 10.1, Построение 3D сборки зубчатой передачи), которую привязывают к началу координат. Затем в файл добавляют только что созданную заготовку модели корпусной детали и привязывают ее в трех плоскостях к началу координат. Если эскиз фланца поверхности разъема был построен правильно, то фланец корпусной детали должен совпасть с его изображением во вспомогательном эскизе подставки «Зубчатая передача», как это видно на рисунке 12.2.

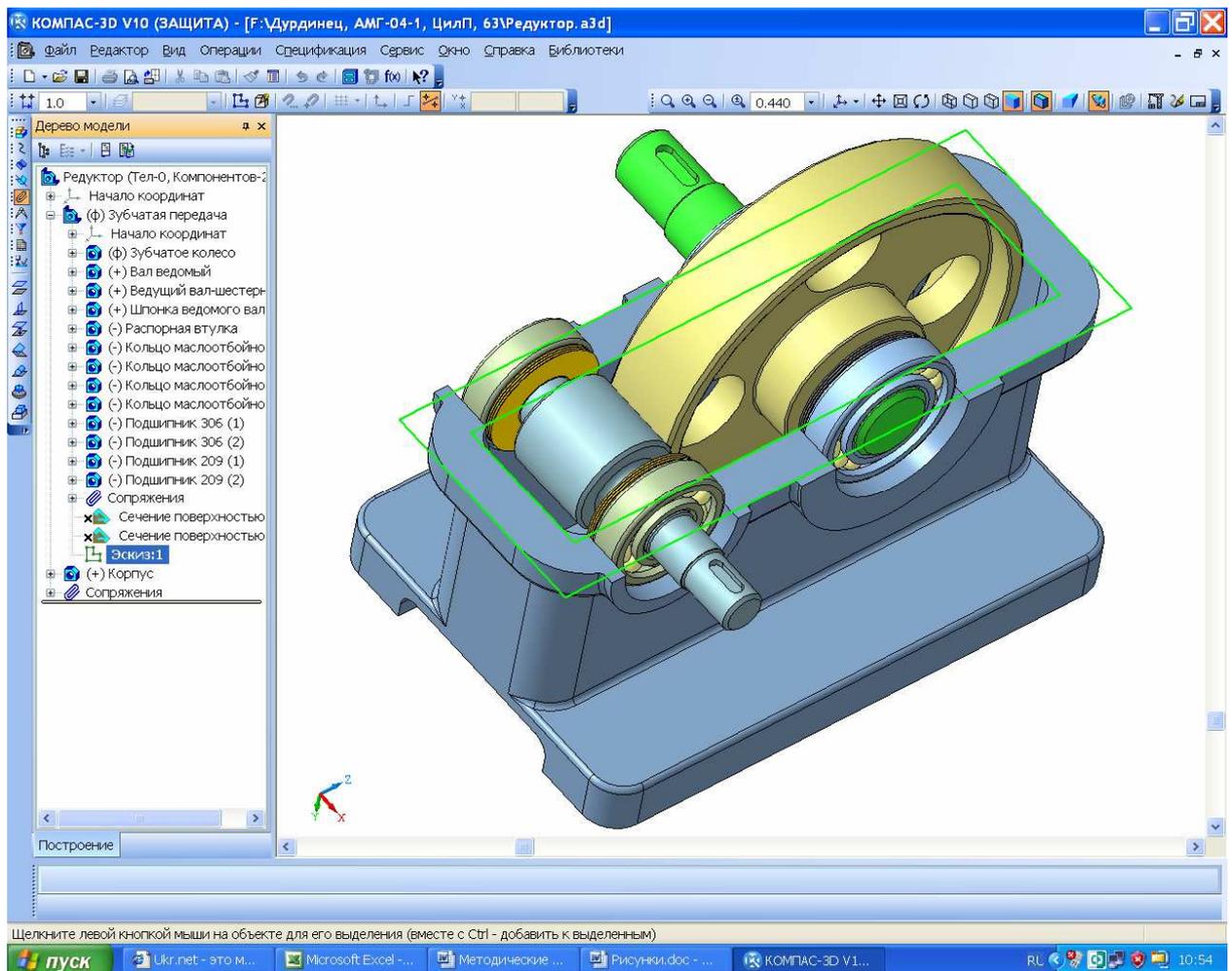


Рисунок 12.2

Ее можно открыть, воспользовавшись командами редактирования. Если же совпадения не получилось, то следует перередктировать сопряжения

привязки корпусной детали к зубчатой передаче или исправить построение трехмерной модели корпусной детали.

Далее выделяют в дереве построения корпусную деталь и переходят в режим «Редактирования на месте». На боковой поверхности одной из стенок создают «Эскиз», в котором помощью операции «Спроецировать объект» проецируют наружные окружности подшипников (обоих валов для цилиндрического редуктора и одного вала для конического и червячного), как это видно на рисунке 12.3.

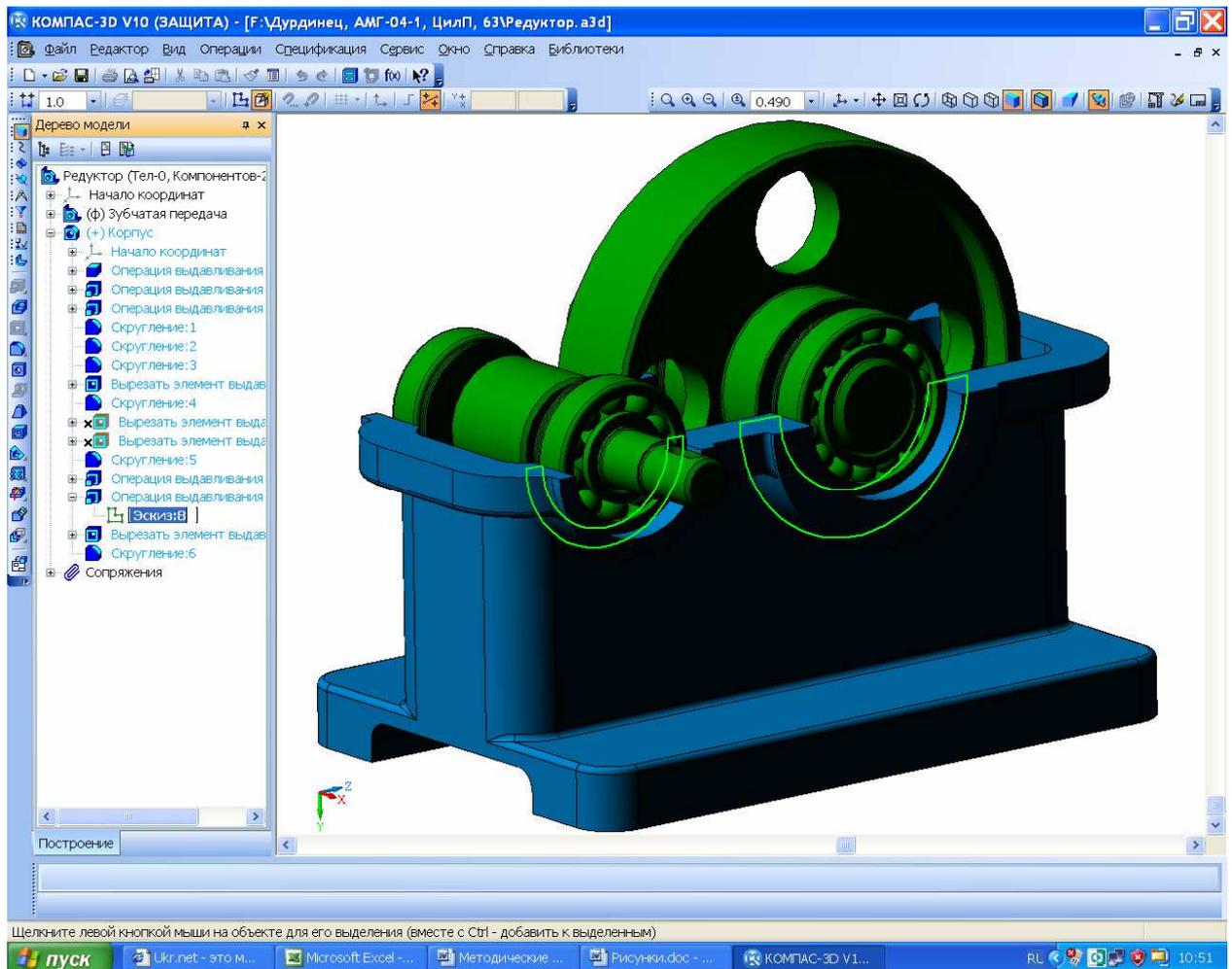


Рисунок 12.3

Выделять в данном случае следует радиусные поверхности скруглений наибольших диаметров наружных колец (появятся по две окружности на каждом подшипнике), а затем внутренние окружности удалить. Из центров полученных окружностей проводят вторые окружности большим диаметром, чтобы образовать тело бобышек для установки подшипников в корпусе редуктора. Через начало координат и проекции осей валов проводят вспомогательную прямую, которая делит полученные окружности пополам. Ненужные для построения половины окружностей удаляют при помощи операции «Усечь кривую» на панели инструментов «Редактирование». Противоположные концы полуокружностей соединяют отрезками основной пря-

мой. Эскиз закрывают и с помощью  «Операции выдавливания» «выдавливает» бобышки так, чтобы они выступали за фланец поверхности разъема.

Аналогично строят остальные бобышки на корпусной детали. Для удаления ненужного материала на стенках в этом месте выделяют плоскость и строят на ней эскиз, в котором операцией  «Спроецировать объект» проецируют внутренние полуокружности, затем их соединяют отрезком основной прямой. Эскиз закрывают и операцией  «Вырезать выдавливанием» «удаляют» лишний материал. На рисунке 12.3 подсвечен «Эскиз:8» операции выдавливания бобышек с одной стороны корпуса, который находится в режиме  «Редактирования на месте».

Подобным способом «На месте» можно пристроить к корпусной детали и другие элементы ее конструкции, например, смотровое отверстие.

Для более сложных корпусных деталей, например литых корпусов червячных редукторов с уменьшенными установочными размерами целесообразно строить стенки корпуса при помощи операции  «Кинематическая операция», как это видно на рисунке 12.4.

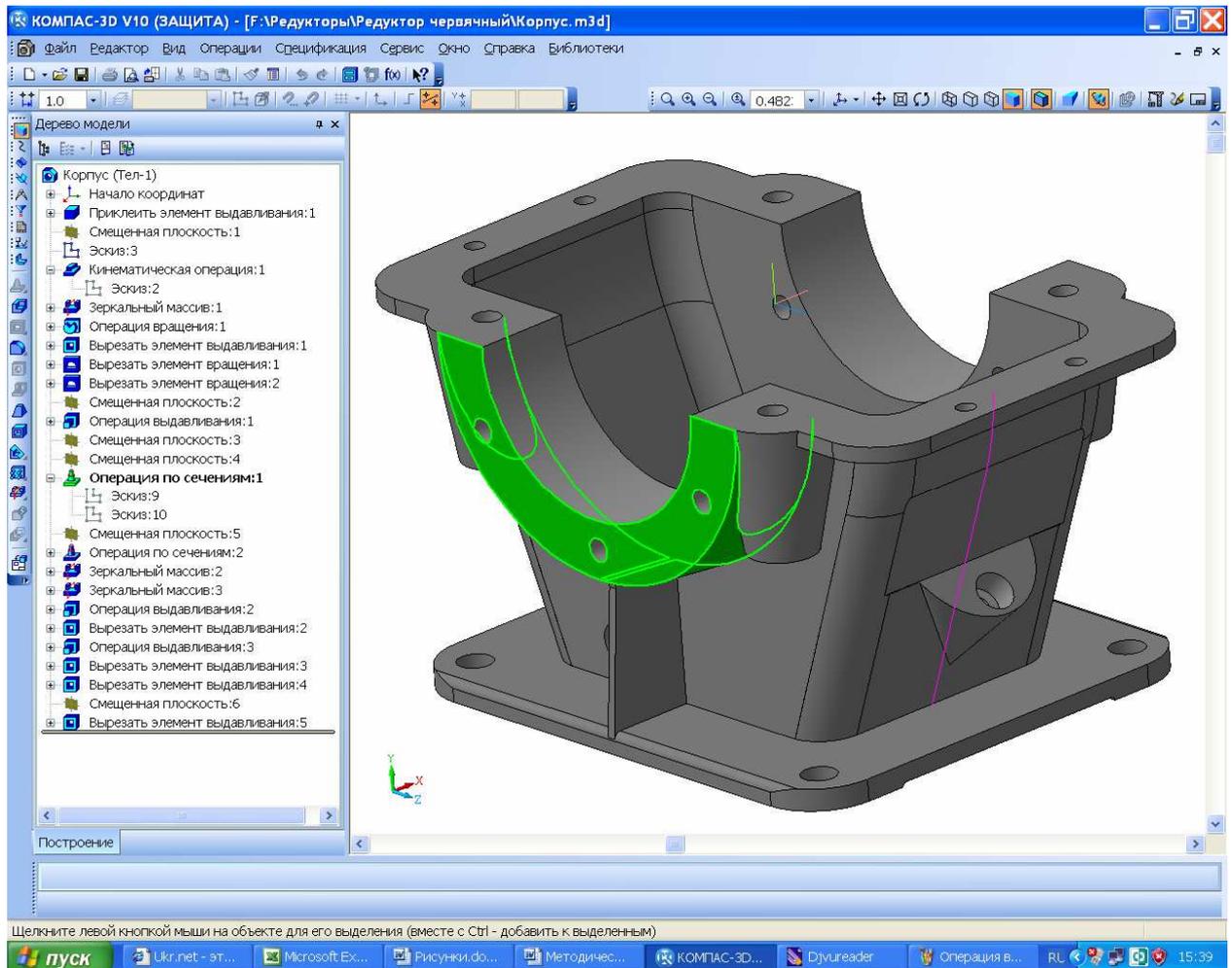


Рисунок 12.4

Иногда подходит и  «Операция по сечениям», на рисунке 12.4 она выделена цветом.

После этого выходят из режима  «Редактирования на месте», файл сборки сохраняют, и дальнейшая работа над трехмерной моделью становится возможной непосредственно в файле детали этой модели. На корпусе и крышке редуктора добавляют приливы масло-указателя, сливного отверстия, крюков и рым-болтов для транспортировки, а также делают отверстия в лапах для установки редуктора с цековками или зенковками для упора крепежных шайб и гаек, резьбовые отверстия на торцах бобышек для крепления крышек подшипниковых узлов. Также делают отверстия на фланце для взаимного скрепления фланцев корпуса и крышки между собой. На фланце обязательно должны быть два диагональных отверстия для конусных или цилиндрических штифтов, по которым две корпусные детали всегда будут точно присоединяться. Обязательно делают смотровое отверстие, с помощью которого контролируют зубчатое зацепление при изготовлении и эксплуатации редуктора.

Очень важно помнить, что в сборках КОМАСа начиная с 10-й версии можно строить все те же операции по прибавлению и удалению материала (а так же нарезанию резьбы канавок и пр.), но они не будут относиться к конкретной детали и не будут впоследствии видны на ее чертеже. Поэтому, работая со сборкой нужно либо переходить в режим редактирования детали на месте, либо редактировать ее в отдельном окне.

Всевозможные отверстия можно строить с помощью библиотеки стандартных изделий КОМПАСа, но самым простым для понимания есть следующий способ, который приведен на рисунке 12.5 (деталь рассечена вдоль левого отверстия).

На поверхности (плоскости), где должно быть отверстие, создают  «Эскиз» и в нужном месте рисуют отверстие. Если отверстие будет резьбовым, нужно заранее в справочнике конструктора [4] (т. 1, стр. 514) определить его диаметр в зависимости от типа, диаметра и шага резьбы. Эскиз закрывают и вырезают выдавливанием цилиндрическое или коническое отверстие нужной глубины. Если отверстие глухое (не сквозное), то затем на его дне создают новый эскиз и операцией  «Спроецировать объект» создают окружность того же диаметра, что имеет дно. Потом, используя этот эскиз, вырезают конусное отверстие. Для этого нажимают на кнопку  «Уклона внутрь» (кнопка должна быть посвечена) угол уклона задают равным 60° , а глубину выдавливания устанавливают  «До ближайшей поверхности». Подтверждают  «Создать операцию». Теперь отверстие соответствует просверленному стандартным сверлом и будет изображаться на чертеже в соответствии с ЕСКД. Если оно еще и резьбовое, то в трехмерной модели детали выбирают операцию  «Условное обозначение резьбы» инструментальной панели  «Элементы оформления» и указывают круговое ребро отверстия. В появившемся меню следует выбрать стандартный шаг резьбы и указать длину резьбы. Обычно резьба должна быть короче цилиндрической (конической для конической резьбы) части отверстия на несколько милли-

метров. Этот «недорез» соответствует заходной части метчика, обычно применяемого для нарезания резьбы небольшого диаметра в плоских деталях.

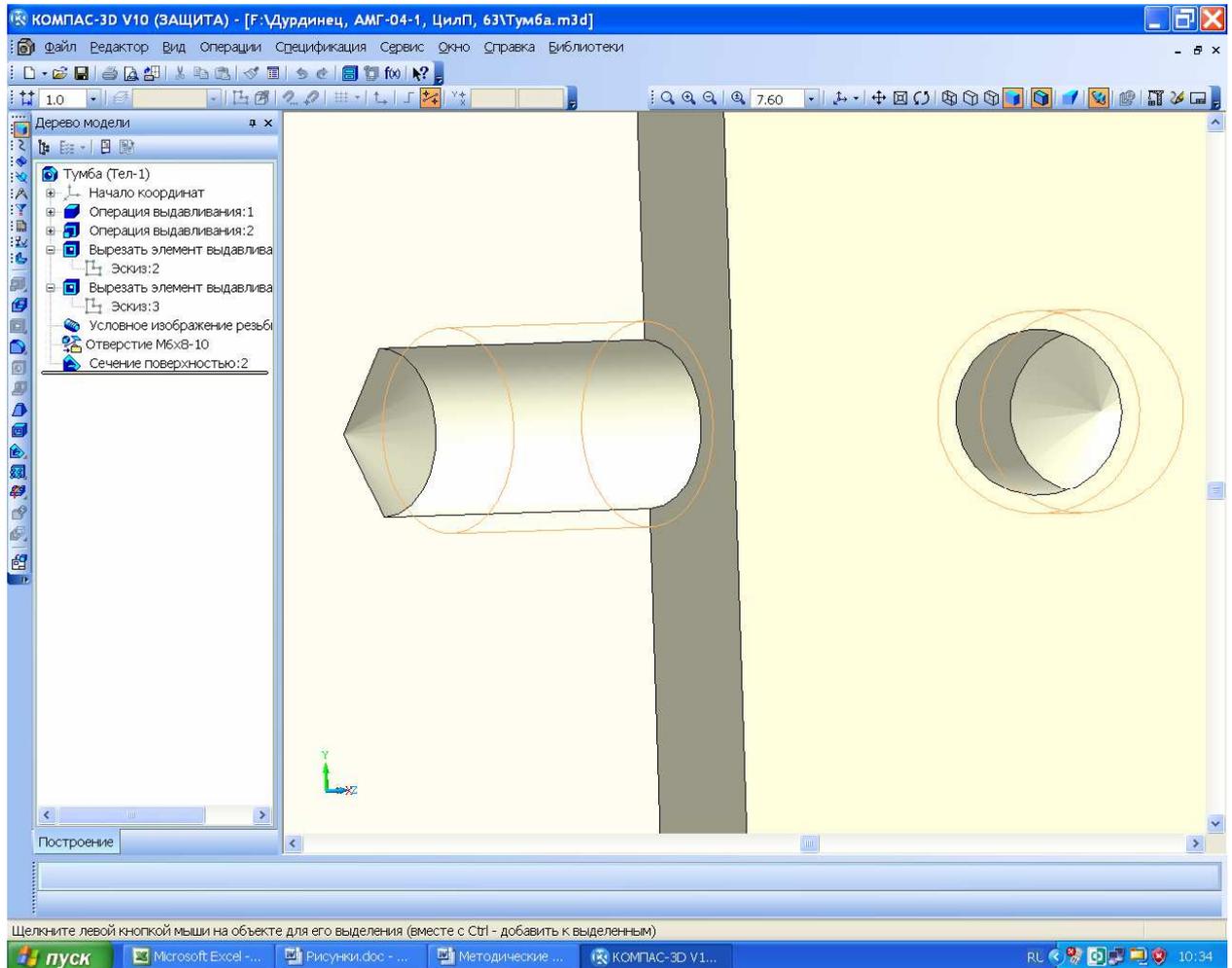


Рисунок 12.5

Для построения различных отверстий в трехмерных моделях можно использовать библиотеку КОМПАСа «Стандартные элементы» → Конструктивные элементы → Отверстия» (также как и для центровых отверстий в п. 7.4, Построение трехмерных моделей валов). Правое отверстие на рисунке 12.5 построено с использованием библиотечной операции и идентично левому, построенному вышеописанным способом.

Все литые корпусные детали должны быть построены с учетом технологических возможностей литья в опоки, – наиболее дешевого способа производства чугунного и стального литья. Поэтому конструкция детали должна иметь литейные уклоны величиной от 1° до 5° , необходимые для гарантированного извлечения деревянных моделей из песчаной формы (без ее разрушения) после уплотнения и затвердевания песчаной смеси. Уклон уже построенному элементу (например, стенке, бобышке) придают с помощью операции «Уклон». Это показано на рисунке 12.6, где уклон внутренних поверхностей задан равным 1° , а наружных – 3° . Следуя подсказкам КОМПАСа в меню свойств операции, сначала указывают основание операции (это плос-

кость, перпендикулярно которой расположены поверхности, вдоль которых будет создаваться уклон), затем сами уклоняемые грани, потом направление и величину уклона в градусах. После нажатия на кнопку  «Создать объект», на указанных гранях появляются уклоны, которые в последствии можно отредактировать.

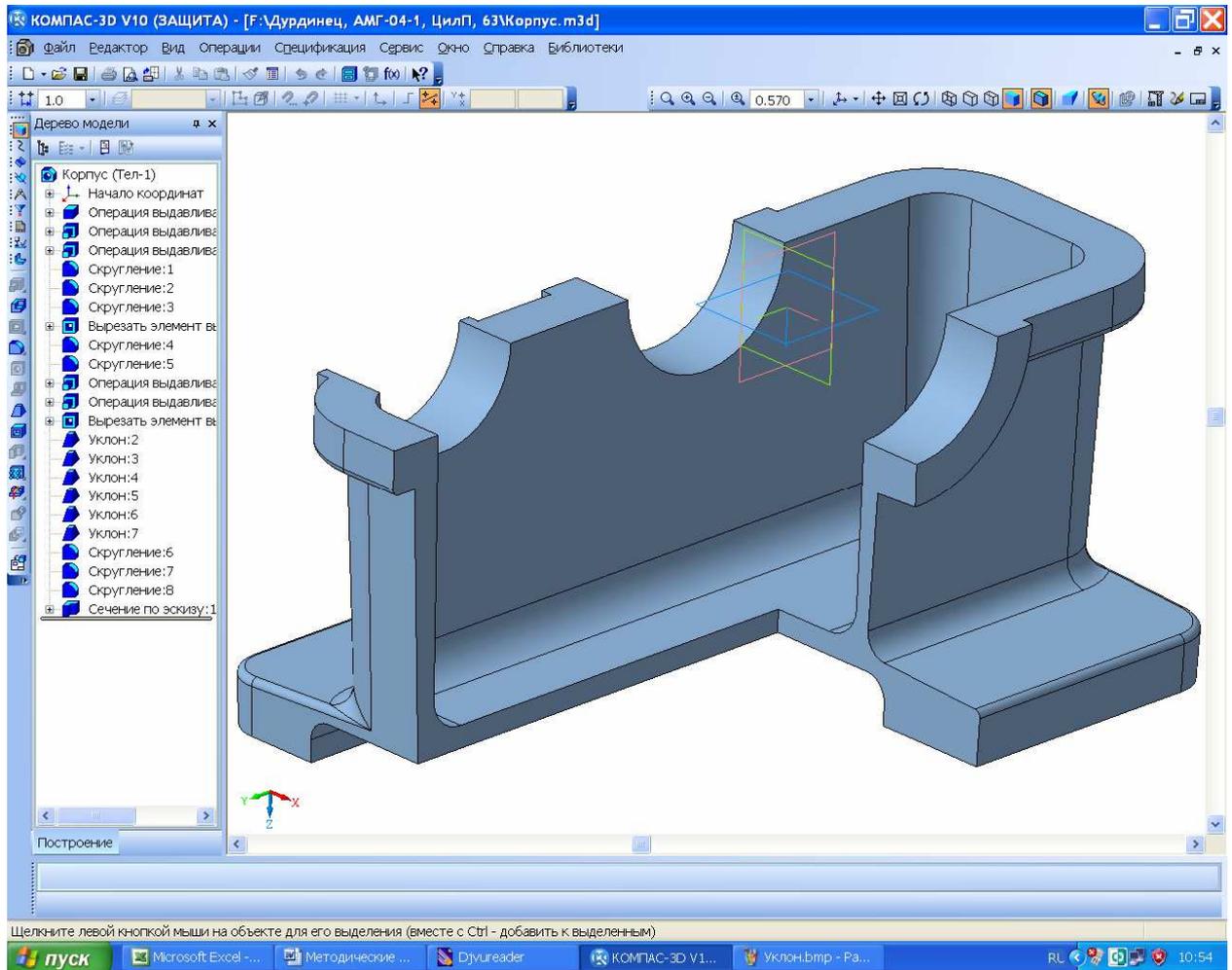


Рисунок 12.6

Обычно корпусные детали имеет достаточно тонкие стенки по сравнению с размерами силовых элементов (фланцев, бобышек, лап). Чтобы снизить местные напряжения, возникающие в местах сопряжения стенок с нагруженными элементами, формируют ребра жесткости. Ребра жесткости можно строить как с помощью обычной  «Операции выдавливания» по эскизу, построенному на боковой стенке корпусной детали (как это видно на рисунке 12.7, последняя  «Операция выдавливания» в «Дерево построения»), так и с помощью специальной операции  «Ребро жесткости». Для использования этой операции нужно построить эскиз на одной из основных плоскостей, или специально созданной вспомогательной плоскости. Эскиз должен быть одной основной линией или ломаной из нескольких линий, причем начало и конец ее должны пройти через тело двух элементов детали,

как это видно на рисунке 12.7. «Эскиз:12» операции «Ребро жесткости:1» подсвечен.

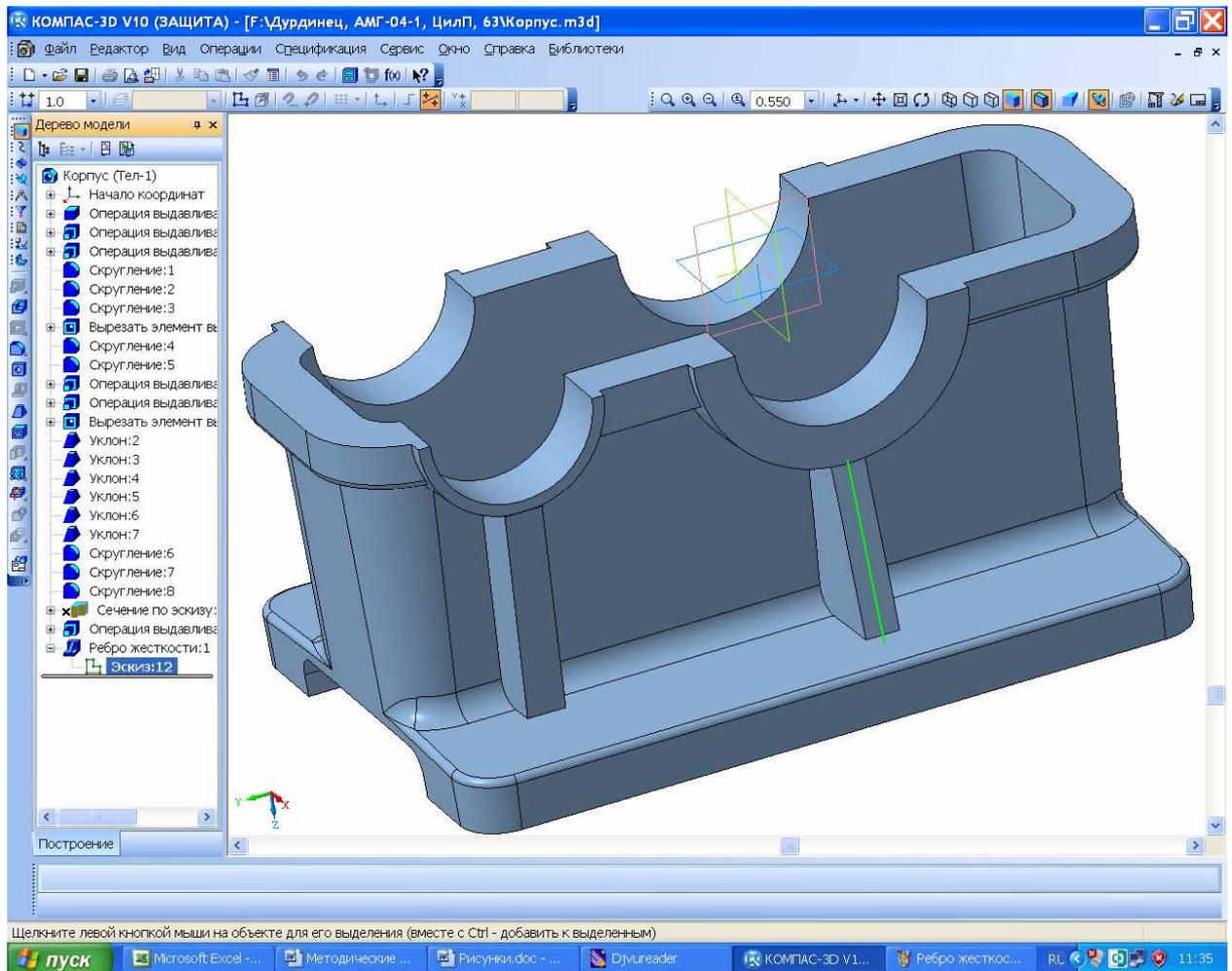


Рисунок 12.7

Отдельно нужно сказать об операции «Скругления». В использовании этой команды следует проявлять осторожность и творческий подход, поскольку иногда КОМПАС отказывается строить скругления там, где они, казалось бы, должны получаться без проблем. В этом случае не нужно одной операцией строить на детали сразу все фаски одного радиуса. Лучше построить только часть округлений там, где они строятся без проблем, а затем добавлять их по одной или несколько в последующих операциях. При этом иногда скругление лучше строить сразу на только что созданных элементах детали, но чаще это лучше сделать в самом конце работы над трехмерной моделью детали. Скругления в КОМПАСе можно делать не только постоянного радиуса, но и переменного, а опция «По касательной к ребрам» позволяет, выделив лишь одно ребро, получить скругления и на других ребрах, являющихся продолжениями выделенного.

Операция «Фаска» обычно не вызывает трудностей, однако иногда удобнее заменить ее командой «Вырезать вращением» из меню опера-

ции  «Вырезать выдавливанием». Это бывает на деталях сложной конфигурации.

12.2 Построение 3D моделей корпусных деталей методом оболочки

Построение корпусной детали методом формирования оболочки наиболее удобно для сложных литых деталей обычно крышек редукторов. Это показано на рисунке 12.8.

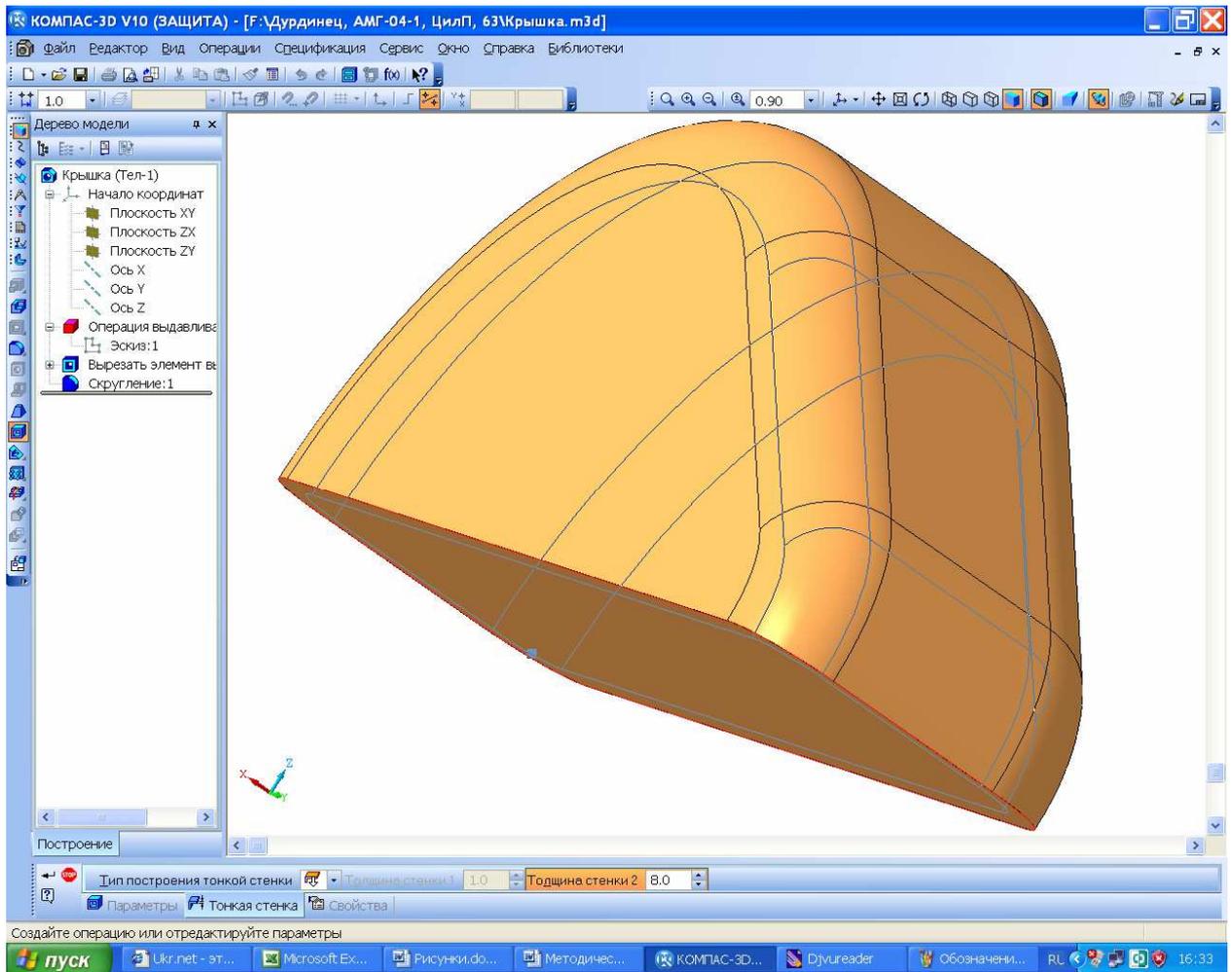


Рисунок 12.8

Во вновь созданном файле  «Детали» создают эскиз, в который
  Деталь
 вставляют изображение фланца поверхности разъема, используя его эскиз, но внешнюю линию переносят ближе к внутренней на расстояние толщины стенки корпусной детали. Затем «выдавливают» тело по эскизу на максимальную высоту крышки получая монолитную деталь. Так же, как и в предыдущем случае с нее удаляют лишние объемы, накладывают радиусные скругления и придают наружной поверхности нужную форму. Затем с помощью операции  «Оболочка» задают толщину стенки и строят купол крышки редуктора, указывая в качестве плоскости, с которой начинается удаление

материала плоскость поверхности разъема корпуса редуктора. Потом на этой плоскости создают эскиз и пристраивают фланец разъема, как это показано на рисунке 12.9.

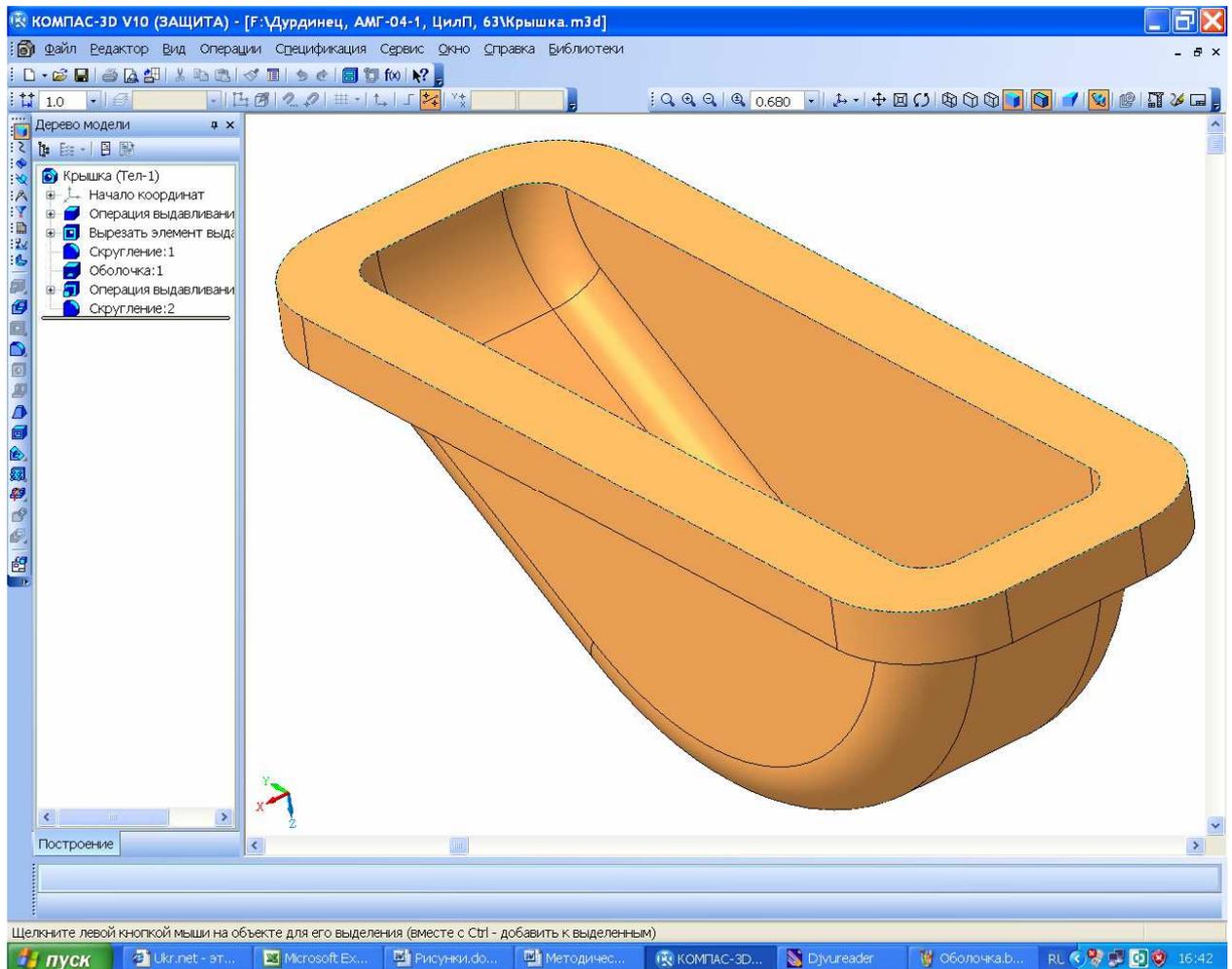


Рисунок 12.9

Все остальные операции выполняют таким же образом, как и в первом варианте построения корпусных деталей.

12.3 Изготовление сварных корпусных деталей

В современном машиностроении широко применяются также сварные корпусные детали редукторов, особенно для индивидуального и мелкосерийного производства, как это показано на рисунке 12.10 для двухступенчатого цилиндрико-конического осевого редуктора с перекрещивающимися валами для шахтного электровоза. Быстроходный вал приводится во вращение через карданный шарнир, а тихоходный вал есть ничто иное, как ось колесной пары, на концах которой жестко установлены колеса локомотива. На корпусе редуктора имеется посадочное место под размещение осевого дискового тормоза и кронштейны для фиксации редуктора относительно рамы тележки при помощи реактивных тяг. В этом случае собранные вместе сварные корпусные

детали становятся уже сборками, хотя при желании их можно объединить в одну деталь операцией «Булева операция», но при выполнении курсового проекта этого делать не стоит.

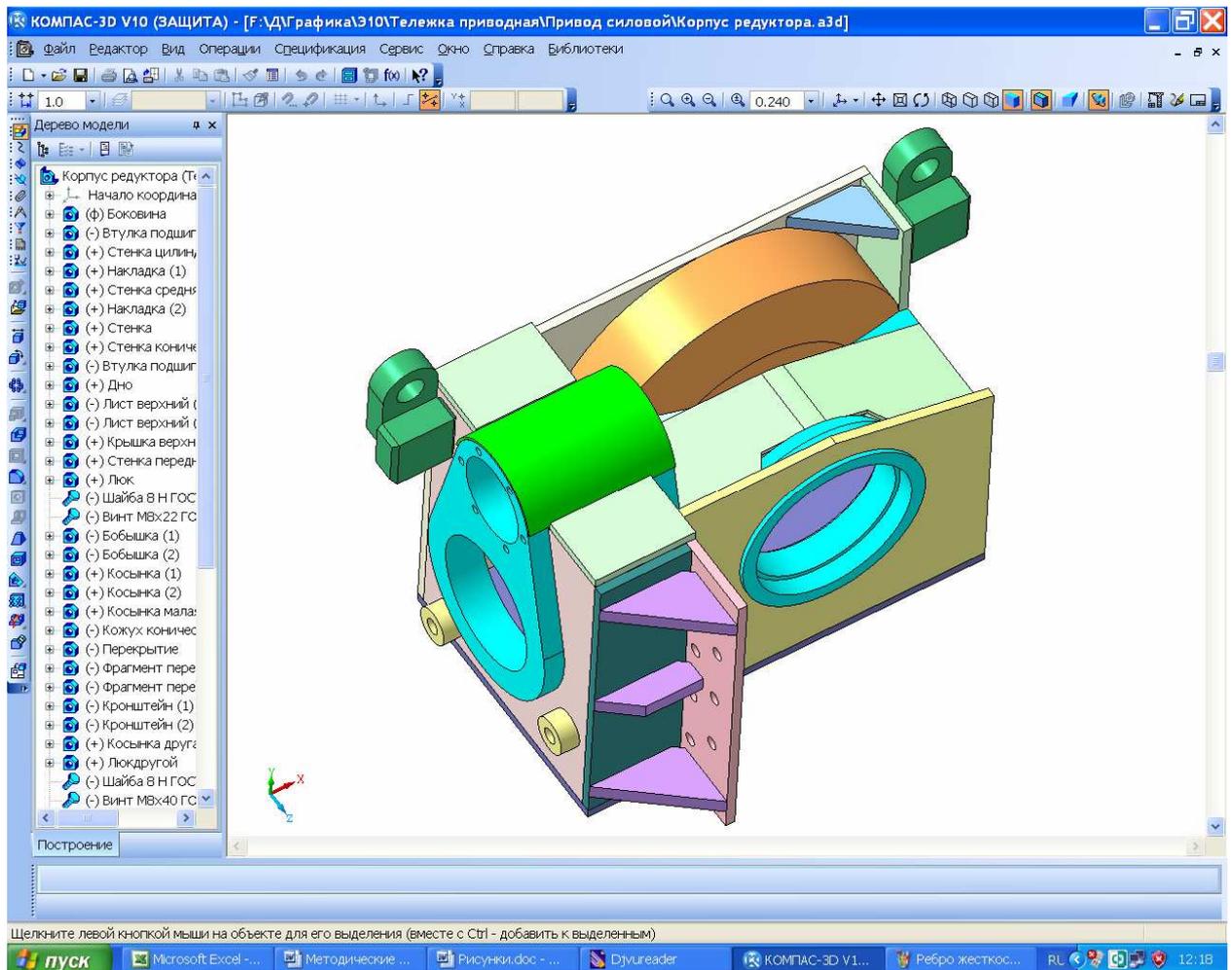


Рисунок 12.10

Обычно создание сборки сварного корпуса или крышки начинают с создания первой его листовой детали, например днища, в отдельном файле «Детали». Затем создают файл «Сборки», например, сварного корпуса, куда вводят первую деталь. Затем создают файл «Сборки» редуктора, в котором первой вводят подсборку зубчатого зацепления, а затем добавляют подсборку сварного корпуса. Каждую деталь сварной корпусной подсборки можно создать в отдельном файле «Детали», а затем вводить в сборку сварного корпуса, а можно строить детали сварного корпуса, «На месте» в режиме «Редактирования на месте» как в сборке сварного корпуса, так и в сборке редуктора в целом, используя описанные выше операции и приемы. Операции построения сварных швов в трехмерном изображении КАМПАС пока делать не умеет. Но их можно строить как отдельные

детали сборки, используя двухмерную библиотеку сварных швов КОМПАСа. Для этого нужно создать вспомогательный файл формата  «Фрагмент», затем нажать на кнопку  «Менеджер библиотек» открыть «Сварка→Конструктивные элементы сварных швов→Менеджер шаблонов» нажать кнопку  «Открыть» и выбрать во вновь выпавшем меню паку «Сварка», а в ней открыть файл менеджера «Сварка.tlm», показанный на рисунке 12.11.

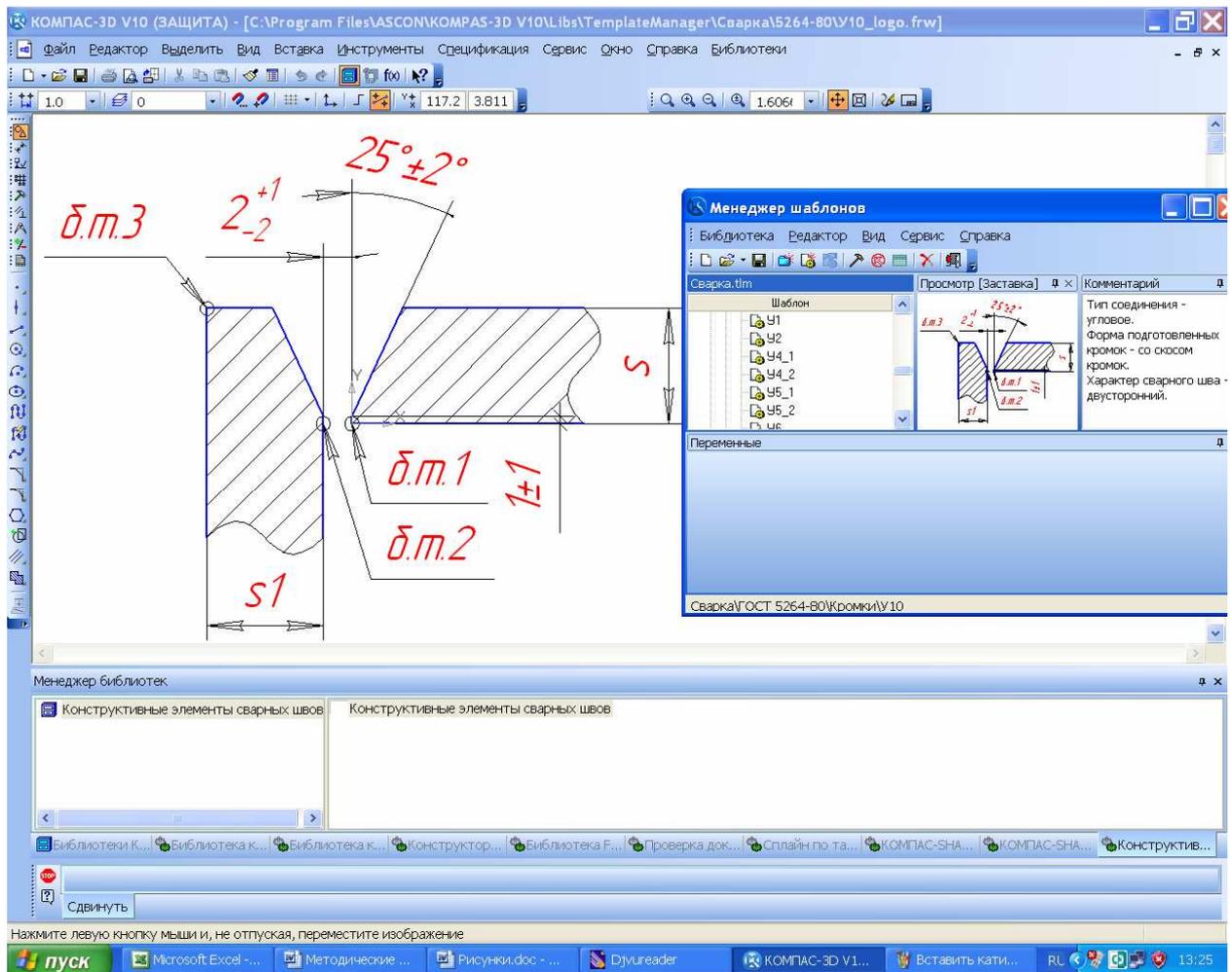


Рисунок 12.11

Затем выбрать нужный вид шва и размеры свариваемых деталей, нажать на кнопку  «Выбрать» и на кнопку  «Редактировать файл КОМПАС 3D». Во фрагменте появится изображение конструктивных элементов сварных швов, как это показано на рисунке 12.11, откуда изображение можно скопировать и вставить в эскиз построения трехмерной детали «Сварной шов». По полученным размерам нужно откорректировать кромки свариваемых деталей.

13 Построение 3D сборки редуктора

Поскольку файл сборки редуктора уже был создан в п. 12.1 (Построение 3D моделей корпусных деталей методом добавления стенок), то все остальные детали, которые строят самостоятельно, затем вводят в сборку как ее составные части.

Помимо зубчатой передачи (два вала в сборе) файл «Редуктор» уже содержит корпус и крышку редуктора, которые создавались или дорабатывались в режиме «Редактирования на месте», но если они создавались в отдельности каждая, то на этом этапе их нужно ввести в сборку редуктора пользуясь «Сопряжениями» как это видно на рисунке 13.1.

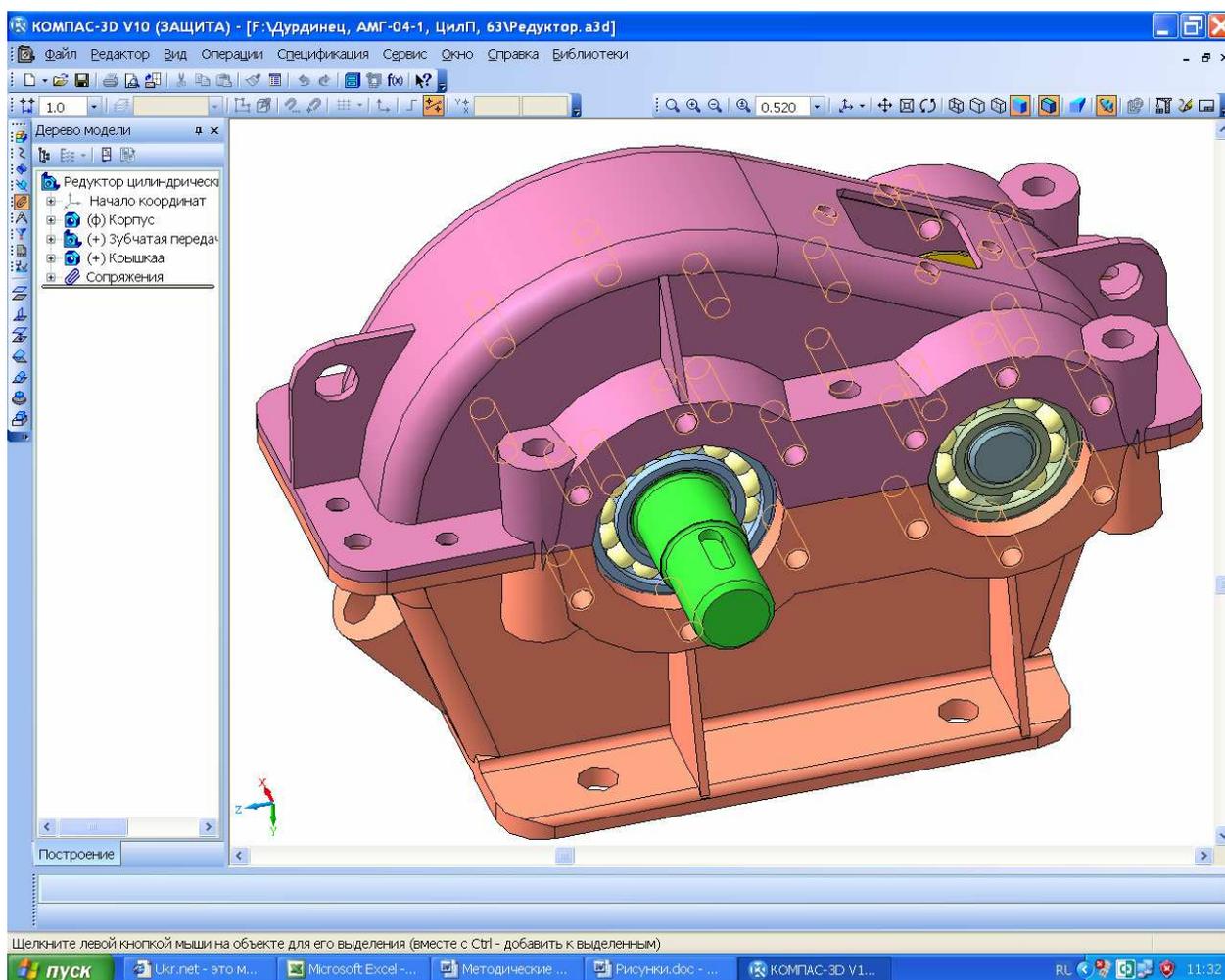


Рисунок 13.1

Теперь нужно добавить крышки подшипниковых узлов с прокладками, маслоуказатель, сапун, пробку сливного отверстия, рым-болты, конусные штифты и закрепить все это на корпусе редуктора, используя стандартные крепежные изделия.

14 Построение 3D моделей других деталей

Каждую недостающую в редукторе деталь можно строить с помощью тех же операций, что и валы, зубчатые колеса или корпусные детали. Размеры сопрягаемых поверхностей следует брать из трехмерных моделей смежных деталей. Для этого в отдельном окне открывают файл соседней детали, находят операцию, где построена сопрягаемая поверхность, открывают ее эскиз и двойным нажатием на нужную основную линию активизируют режим ее редактирования. Размер, например диаметр, указан в соответствующей ячейке «Панели свойств» в нижней части экрана монитора. Затем закрывают эскиз (это обязательно, поскольку КОМПАС не любит работать с двумя одновременно открытыми эскизами или операциями в разных окнах) возвращаются в окно с файлом новой детали и продолжают ее строить. Формы и размеры торцовых крышек подшипниковых узлов нормализованы, поэтому следует придерживаться [4] (т. 2, стр. 254).

Наиболее удобным способом создания трехмерных моделей деталей есть способ, уже описанный в п. 7.5 (Построение трехмерных моделей сборок валов), – построение новой детали на месте прямо в сборке. Для построения крышки подшипникового узла открывают файл сборки редуктора, выделяют курсором внешнюю торцевую поверхность наружного кольца уже имеющегося в сборке подшипника, затем нажимают на кнопку  «Создать деталь». Программа предлагает сохранить в нужном месте файл создаваемой детали и присвоить ему имя, например, «Крышка глухая». После этого, на выделенной поверхности создают  «Эскиз», в котором с помощью операции  «Спроецировать объект» строят изображения окружностей размером с наибольший и наименьший диаметры наружного кольца подшипника (на рисунке 14.1 они подсвечены на разрезе крышки). Закрывают эскиз. Затем с помощью  «Операции выдавливания» строят первый фрагмент тела крышки (втулку), при этом, его «вытягивают»  «До поверхности», которую указывают курсором на поверхности торца бобышки корпуса редуктора. В этом случае крышка будет плотно прилегать к бобышке, что не очень хорошо, поэтому размер «вытягивания» увеличивают на 1 или 2 мм для получения возможности регулирования затяжки подшипников и установки резиновой уплотнительной прокладки между торцами бобышки и крышки. Далее к внешнему торцу полученной заготовки крышки пристраивают диск крышки, а на нем «сверлят» сквозные отверстия для болтов крепления ее к корпусу редуктора, увеличивают их диаметр до соответствующего резьбе болта плюс примерно 1 мм [4].

В проходной крышке на стадии построения диска проецируют диаметр выходного конца вала, который также увеличивают на величину от 1 до 1,5 мм, чтобы не допустить затирания вала при его вращении. Во внутренней полости проходной крышки создают канавки для сальниковой набивки или пазы для размещения манжетного уплотнения. Канавки берут из библиотеки «Машиностроение» → Библиотека канавок для КОМПАС-3D → Канавка трапецевидная» или других подходящих из той же библиотеки. Для ман-

жетных уплотнений посадочные места строят исходя из размеров конкретной манжеты, выбранной для установки в проходную крышку. Поскольку параметры уплотнений подвижных соединениях нормализованы, при их проектировании следует пользоваться [4] (т. 3, стр. 300). В заключение, уже редактируя крышку в отдельном окне, добавляют фаски и округления, а также некоторые другие элементы (например, литейные уклоны для литых крышек).

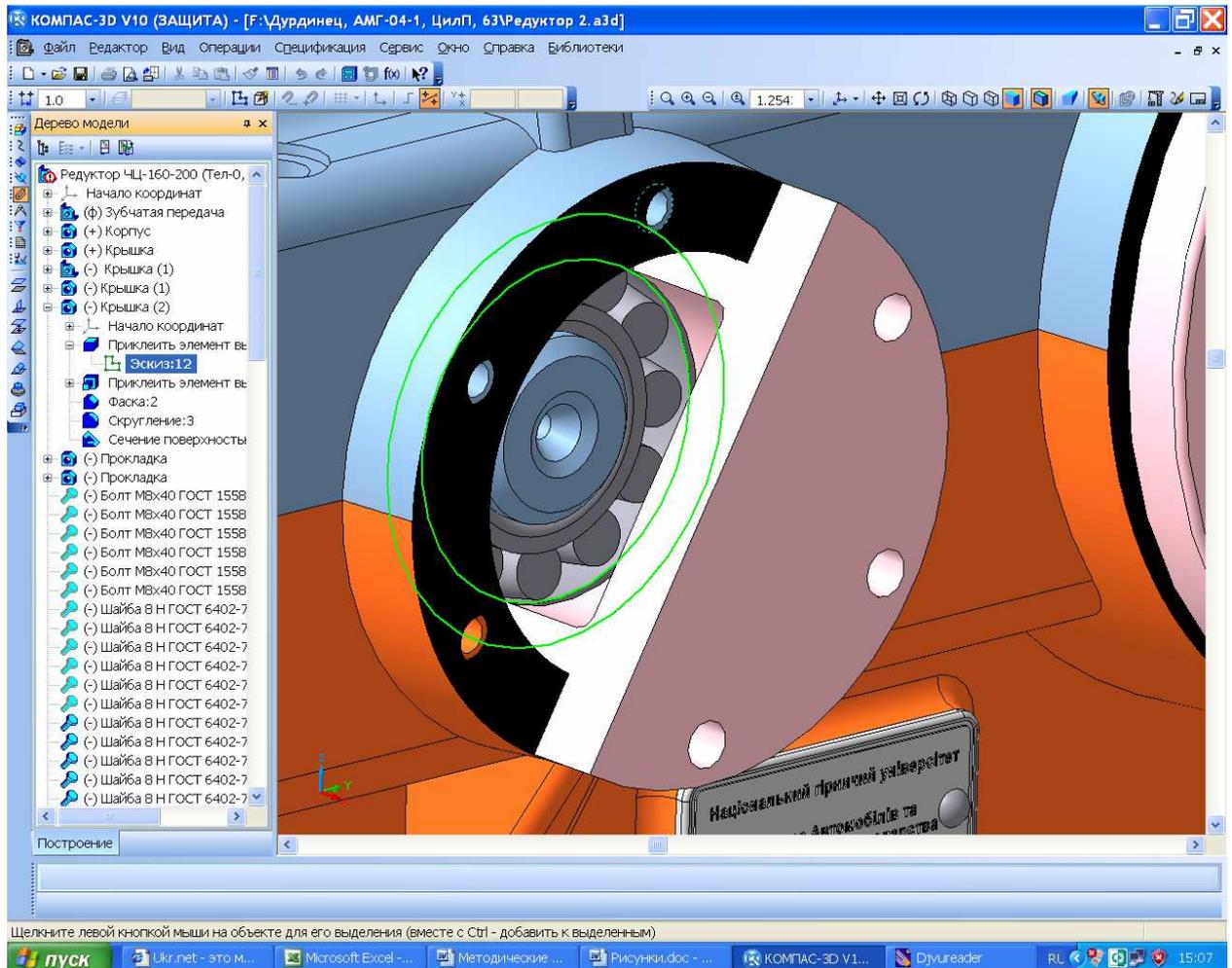


Рисунок 14.1

Помимо описанных выше притяжных крышек подшипниковых узлов, часто используют также закладные, как более компактные и легкие. Они не имеют фланцевого диска с отверстиями для притягивания к бобышке корпуса, но на цилиндрической поверхности, вставляемой в бобышку, имеются дисковые выступы, закладываемые в ответные канавки бобышек. Существуют и другие способы фиксации валов в осевом направлении и регулировки подшипников различных типов [7]. Некоторые из них приведены в Приложении А.

Подобным образом строят резиновые прокладки между торцами бобышек и крышками подшипниковых узлов, крышку смотрового окна зубчатого зацепления и другие детали.

15 Установка стандартных крепежных деталей и уплотнений

Каждая новая деталь, трехмерная модель которой создана полностью или частично, может быть установлена в сборку редуктора при помощи  «Сопряжений». Постепенно устраняют все ошибки построений или дорабатывают конструкцию отдельных узлов и деталей редуктора, визуально просматривая точки и поверхности контакта смежных поверхностей соседних деталей. Для этого вращают сборку, скрывают отдельные детали и сборочные единицы (выбрать в дереве построения деталь, правой кнопкой мышки открыть подменю и выбрать строчку «Скрыть»), или рассекают сборку по выбранной плоскости (операция  «Сечение поверхностью»). Последний способ проверки сборки на правильность построения очень эффективен и удобен.

Следует убедиться, что каждая деталь или подсборка была зафиксирована сопряжениями относительно остальных деталей сборки. Проверить это можно с помощью команд  «Переместить компонент» и  «Повернуть компонент» из панели инструментов  «Редактирование сборки».

После того, как основные подсборки и изготавливаемые детали сборки готовы и установлены на свои места в редукторе, нужно переходить к вводу в сборку стандартных крепежных изделий, которые берут из библиотеки «Машиностроение → Библиотека крепежа для КОМПАС-3D» как это показано на рисунке 15.1.

Пользоваться ею несложно. Вначале в библиотеке выбирают вид изделия, например, пружинную шайбу. В выпавшем меню выбирают тип шайбы и диаметр болта, который будет проходить сквозь шайбу, а затем нажимают кнопку «ОК». На экране появляется фантом шайбы, который нажатием левой кнопки мышки нужно оставить на свободном месте экрана монитора, а затем нажать кнопку  «Создать объект» в нижней части экрана, подтверждающую ввод. Иногда появляется дополнительное меню «Создать объект спецификации», в котором нужно подтвердить это. Шайба стала доступна для поворотов и перемещений, с помощью сопряжений ее нужно установить  «Соосносно» отверстию и с  «Совпадением объектов» по поверхности, например, корпуса редуктора и боковой поверхности шайбы. Аналогично устанавливают шпильки, болты, плоские шайбы, гайки, штифты, рым-болты, стандартные уплотнительные кольца, а также манжеты на предусмотренные для них места.

Если необходимо вставить не одну крепежную деталь (не один комплект крепежных деталей, состоящий, например, из болта, шайбы и гайки), то остальные детали можно вставить, воспользовавшись операцией  «Массив по сетке», подобной операции  «Массив по концентрической сетке» (см. п. 7.4, Построение трехмерных моделей валов), которая использовалась при построении трехмерной модели сборки подшипника. Единственное отличие состоит в том, что в качестве осей, вдоль которых будут создаваться новые элементы массива, следует указывать ребра уже построенных корпусных деталей, например, ребра фланца поверхности разъема.

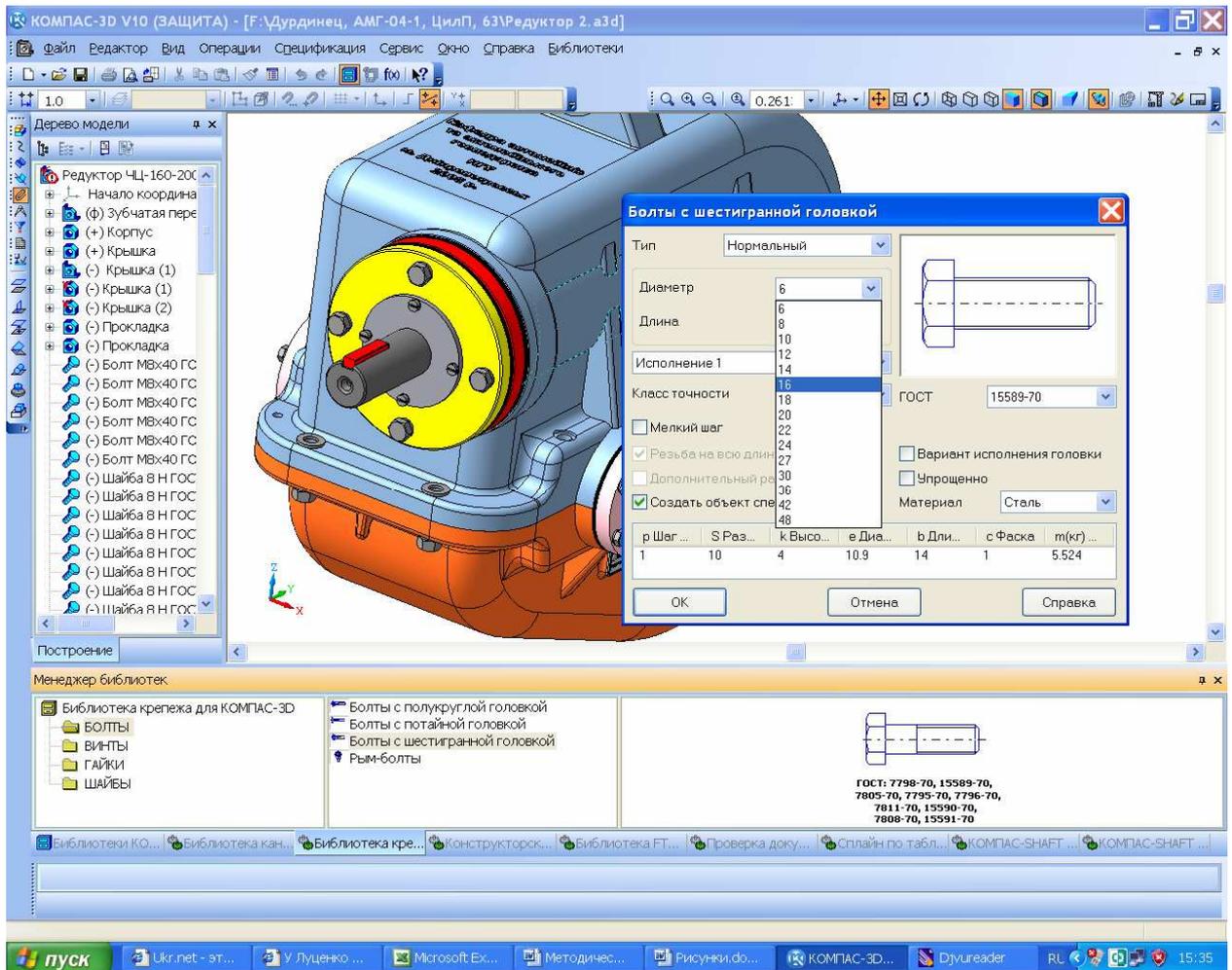


Рисунок 15.1

И еще один совет. Начинать нужно не с указания ребер, а с закладки  «Выбор объектов» на панели «Свойств» операции, которая открывается в нижней части экрана монитора (иначе КОМПАС их почему-то не видит). Это видно на рисунке 15.2, где комплект исходных деталей подсвечен красным цветом, а фантомы деталей создаваемого массива – серым.

Операции  «Массив по концентрической сетке» также следует использовать для крепления крышек подшипниковых узлов к бобышкам корпусных деталей.

15.1 Проверочный расчет разъемных соединений

Детали разъемных соединений проектируемого редуктора рассчитывали по эмпирическим формулам (болты и винты в п. 12, Построение корпусных деталей редуктора). Теперь необходимо проверить их на прочность по фактическим нагрузкам.

Болты и винты проверяют на растяжение. Суммарная площадь сечения всех болтов должна выдерживать допускаемые напряжения растяжения под действием разрывной силы.

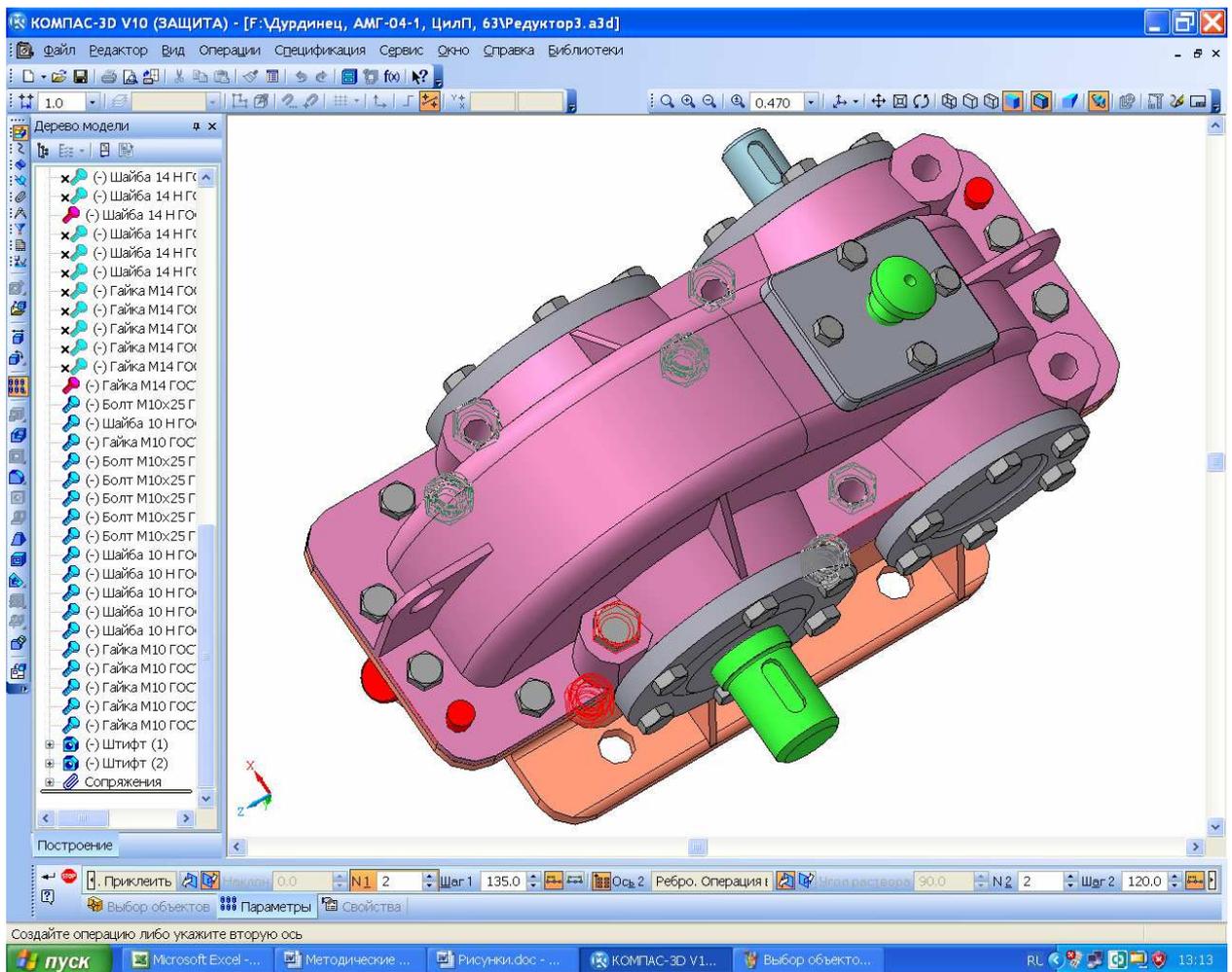


Рис. 15.2

$$\sigma_p = \frac{F_i}{n_\delta d_\delta} \leq [\sigma_p]$$

где F_i – разрывная сила, Н ($i = 1, 3$);

n_δ – количество болтов, противодействующих разрывной силе;

d_δ – диаметр одного болта, мм ($i = 1, 2$);

$[\sigma_p]$ – допустимое напряжение растяжения, МПа. Для стальных болтов общего применения в расчет закладывают значение от 180 до 220 МПа в зависимости от материала, из которого изготовлены крепежные изделия.

В качестве разрывной принимают соответствующую силу, возникающую в зубчатом зацеплении (окружную, радиальную или осевую), в зависимости от компоновки редуктора (горизонтальная или вертикальная) и от того, какие болты проверяют (фланцев плоскости разъема корпуса или торцовых крышек подшипниковых узлов).

16 Выполнение сборочных чертежей редуктора и его подборок

К выполнению чертежей приступают только после того, как полностью сделана трехмерная модель редуктора в сборе, хотя на стадии выполнения чертежей могут быть внесены изменения в трехмерные модели деталей и сборок, если будут обнаружены ошибки или недоработки. Поскольку КОМПАС сохраняет ассоциативную связь построенных чертежей с трехмерными моделями, то любые изменения моделей приведут к перестроению всех чертежей, где они участвуют, но с разрешения пользователя.

16.1 Создание чертежей

Обычно начинают с выполнения главного сборочного чертежа, – редуктора в целом, однако если студент не готов к этому, то он может начать с любого другого чертежа, например, рабочего чертежа глухой крышки подшипникового узла (Приложение Б, Пример оформления сборочного чертежа).

Самый простой способ построить чертеж, – нажать на кнопку  «Новый чертеж из модели» на инструментальных панелях  «Редактирование Сборки» или  «Редактирование Детали» (в зависимости от того строится сборочный или рабочий чертеж) в КОМПАС 3D. КОМПАС автома-

тически создаст новый файл типа  «Чертеж» формата «А4» и предложит

вставить в него главный вид сборки «#Спереди» со стандартными настройками масштаба, изображения линий и обозначения вида. Желательно сразу сохранить файл в папку курсового проекта с тем же именем, который имел файл трехмерной модели, но иконка файла и его расширение будут другими и легко узнаваемыми, например « Редуктор.cdw». На этом этапе пользователь может изменить любые настройки и даже выбрать другой вид на чертеже, который он хотел бы построить первым (обычно это главный вид чертежа). Поэтому перед созданием чертежа полезно определиться с названием нужного вида в файле трехмерной модели. Для этого в меню  «Ориентация» на панели «Вид», обычно расположенной справа над окном изображения модели, нужно перебрать различные стандартные ортогональные виды и выбрать подходящий (выбор каждого нового вида поворачивает модель на экране монитора в соответствующее положение), как это показано на рисунке 16.1, и вставить именно выбранный вид в чертеж нажав левую кнопку мышки. Главное, что обязательно нужно сделать на этом этапе, – изменить формат листа. Для сборочного чертежа редуктора он должен быть формата А1 (см. п. 1, Объем, содержание и оформление курсового проекта). Для этого выбирают меню «Сервис→Параметры→Текущий чертеж→Параметры первого листа→Формат», указывают «А1» и «Горизонтальную» ориентацию, как это видно на рисунке 16.2.

Иногда можно сразу построить все три главных вида. Для этого используют второй способ создания чертежей в КОМПАСе. Вначале нужно

создать новый файл типа  «Чертеж» в КОМПАС-График, а затем нажать кнопку  «Стандартные виды» на панели  «Ассоциативные виды» и выбрать трехмерную модель, чертеж которой будет построен. Также можно построить и одиночный вид, нажав на кнопку  «Произвольный вид».

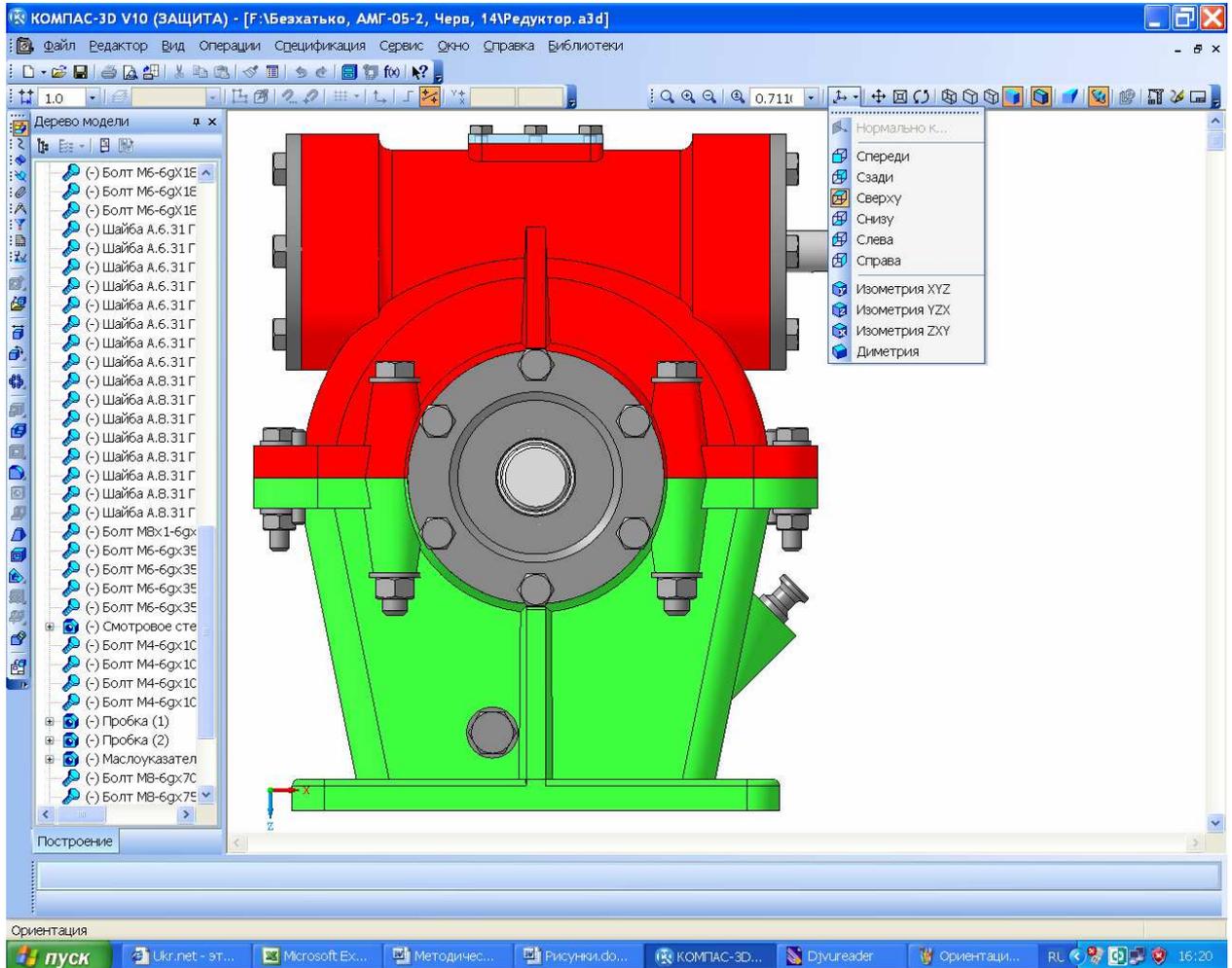


Рисунок 16.1

Иногда ни один из стандартных видов 3D модели не подходит для главного вида чертежа. В этом случае можно начать с любого другого вида или включить его поворот, например, на 90° или 180° . Можно в любом месте чертежа (и даже за его пределами) построить вспомогательный вид, с которого потом удобно будет создавать один или несколько проекционных видов. Когда же он окажется ненужным, его можно будет «Погасить» в «Дереве построения», которое очень удобно создавать в чертежах КОМПАСа, используя меню «Вид», как это показано на рисунке 16.3. Чтобы габаритная рамка погашенного вида не оставалась видимой, нужно сделать следующее. Выполнить команду «Сервис→Параметры→Система→Графический редактор→Виды». В правой части окна «Параметры» включить кнопку

«Рамки выключенных видов» и отключить флажок «Показывать», как это представлено на рисунке 16.4.

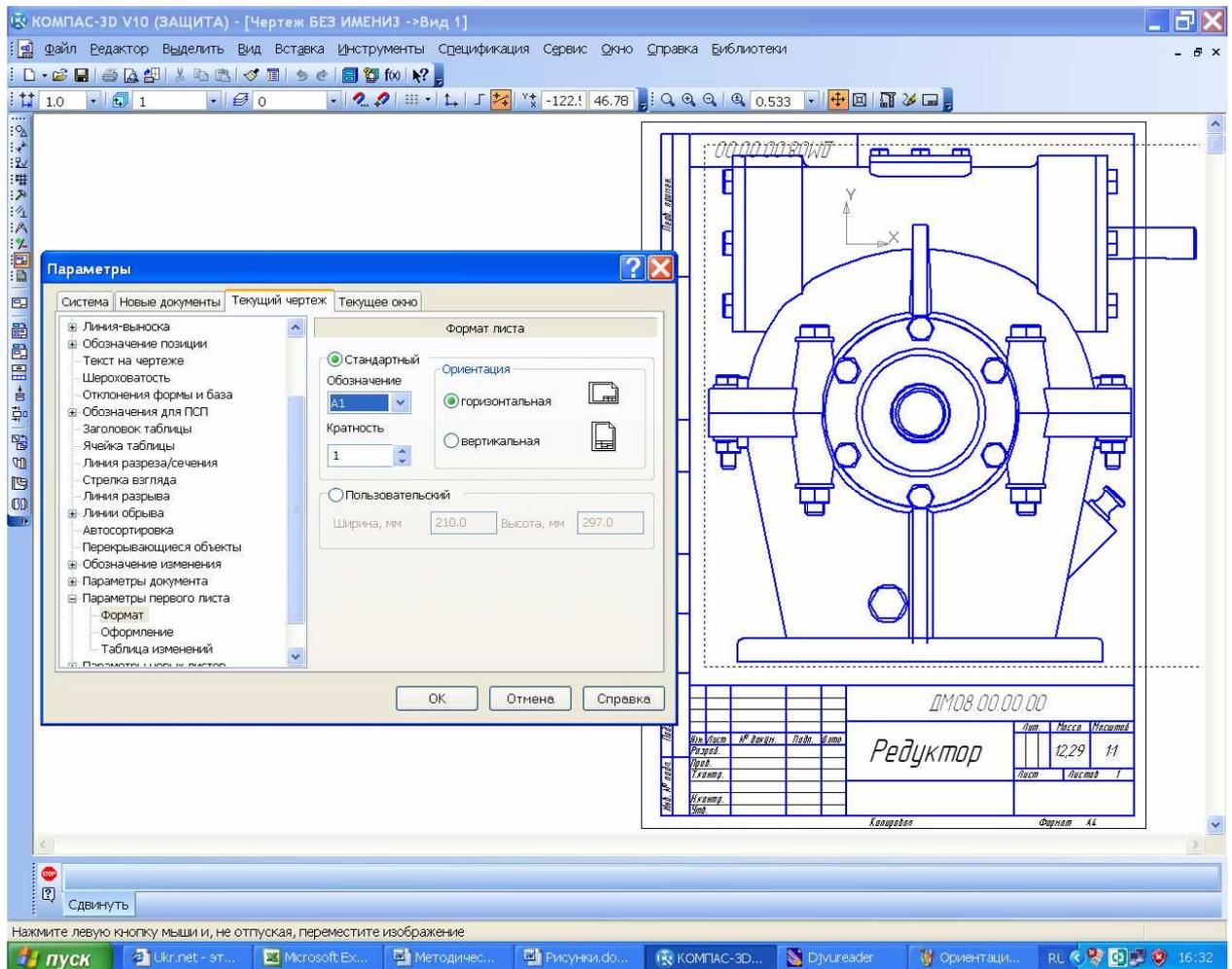


Рисунок 16.2

Построив первый вид на чертеже, переходят к созданию остальных (их должно быть достаточно для понимания устройства сборочной единицы или детали). Для этого используют операции инструментальной панели «Ассоциативные виды». Можно построить «Проекционный вид», «Вид по стрелке», или «Разрез/сечение». Часто используют «Местный разрез», «Местный вид» и «Выносной элемент». Использование указанных команд обычно не вызывает трудностей, но есть определенные нюансы.

Чтобы построить новый вид с выносным элементом сначала необходимо выделить на чертеже место, которое на выносном виде нужно показать укрупненно и/или с большим количеством размеров, как это видно на рисунке 16.5. Для этого в меню инструментальной панели «Обозначения» выбирают операцию «Выносной элемент», указывают на чертеже точку центра его построения (нажать левую кнопку мышки), двигают курсором чтобы установить диаметр окружности выносного элемента (выбрав диаметр – нажать левую кнопку мышки), и выбрать положение полки с буквен-

ным обозначением. Компас автоматически присваивает буквенные обозначения видам, при чем учитывает приоритетность буквенных обозначений, установленную ЕСКД. В любой момент их можно изменить вручную. Появляется круглая габаритная рамка нового вида с выносным элементом и меню панели «СВОЙСТВ» в нижней части экрана, в котором обычно устанавливают его масштаб, таким образом, чтобы изображение выносного элемента было больше, чем на исходном виде (для удобства простановки размеров и знаков шероховатости поверхностей). Вид с выносным элементом можно построить также из панели инструментов «Ассоциативные виды» используя команду «Выносной элемент». Это делают тогда, когда по какой либо причине новый вид с выносным элементом не был построен сразу после нанесения в нужной точке основного вида обозначения «Выносной элемент».

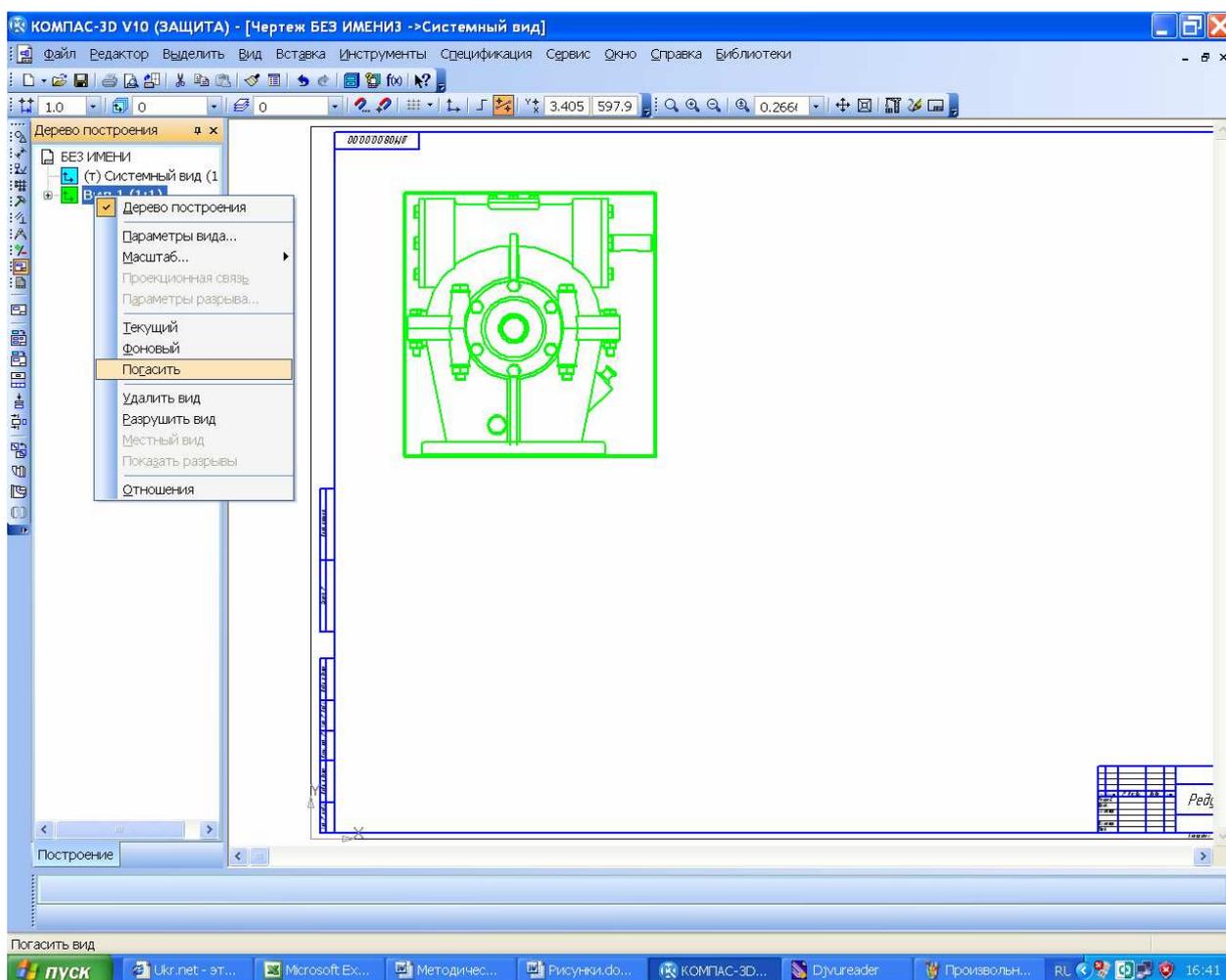


Рисунок 16.3

Чтобы построить «Местный разрез» на уже построенном виде в нужном месте (где должен быть разрез) необходимо нарисовать с помощью меню «Геометрия» основной линией замкнутую фигуру, например, «Эллипс», «Многоугольник», который после «Преобразования в NURBS» из меню «Редактор» или инструментальной панели «Редакти-

рование» (вначале нажать на кнопку, а затем на замкнутую основную линию) становится доступным для изменения положения углов и длины сторон. Можно также нарисовать почти замкнутую «Кривую Безье», а для ее автоматического замыкания нажать кнопку «Режим» на «Панели свойств». Затем нажимают на кнопку «Местный разрез» и, следуя подсказкам КОМПАСА, сначала указывают курсором (нажать левую кнопку мышки) на замкнутую кривую, а затем на любом другом виде положение секущей плоскости (установить вспомогательную прямую, которая автоматически появляется на экране монитора в нужное положение, используя «Привязки», и нажать левую кнопку мышки), как это видно на рисунке 16.7. Замкнутая основная линия исчезнет, а на ее месте появится выполненное в соответствии с ЕСКД изображение местного разреза.

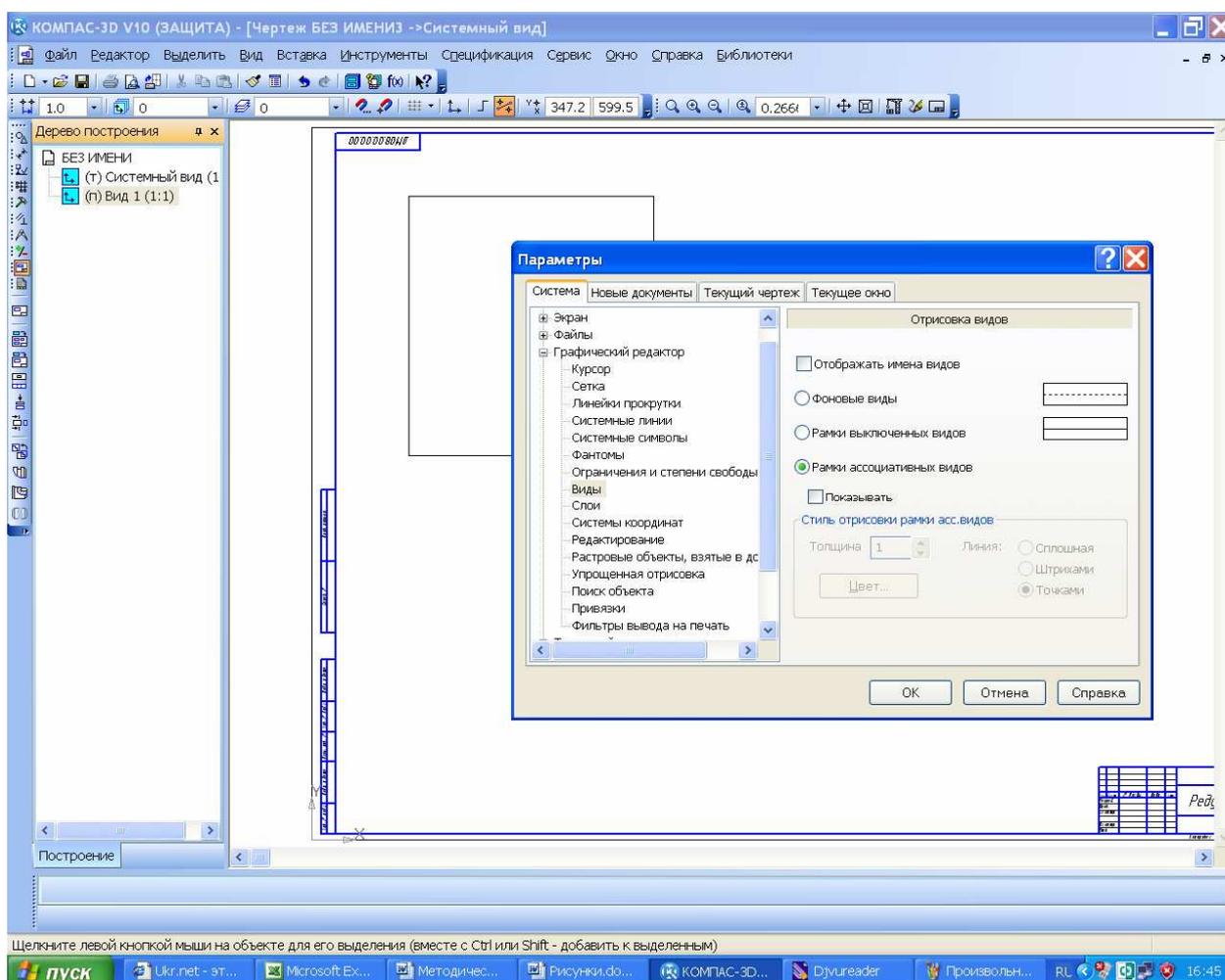


Рисунок 16.4

Построение местного вида аналогично, но только достаточно нажатия на замкнутую кривую после активизации команды «Местный вид», как это показано на рисунке 16.8.

Для построения вида «Вид по стрелке» или «Разрез/сечение», как и при построении «Выносного элемента», достаточно установить из

меню  «Обозначения» соответствующие значки  или  на активном виде (основные линии на активном виде обозначены синим цветом, а на неактивном – черным). Программа сразу построит прямоугольную рамку выстраиваемого вида, которую нужно лишь зафиксировать курсором на свободном месте чертежа, как это видно на рисунке 16.9. Если это не должен быть проекционный вид, то кнопка  «Проекционная связь» на панели «Свойства» не должна быть подсвечена.

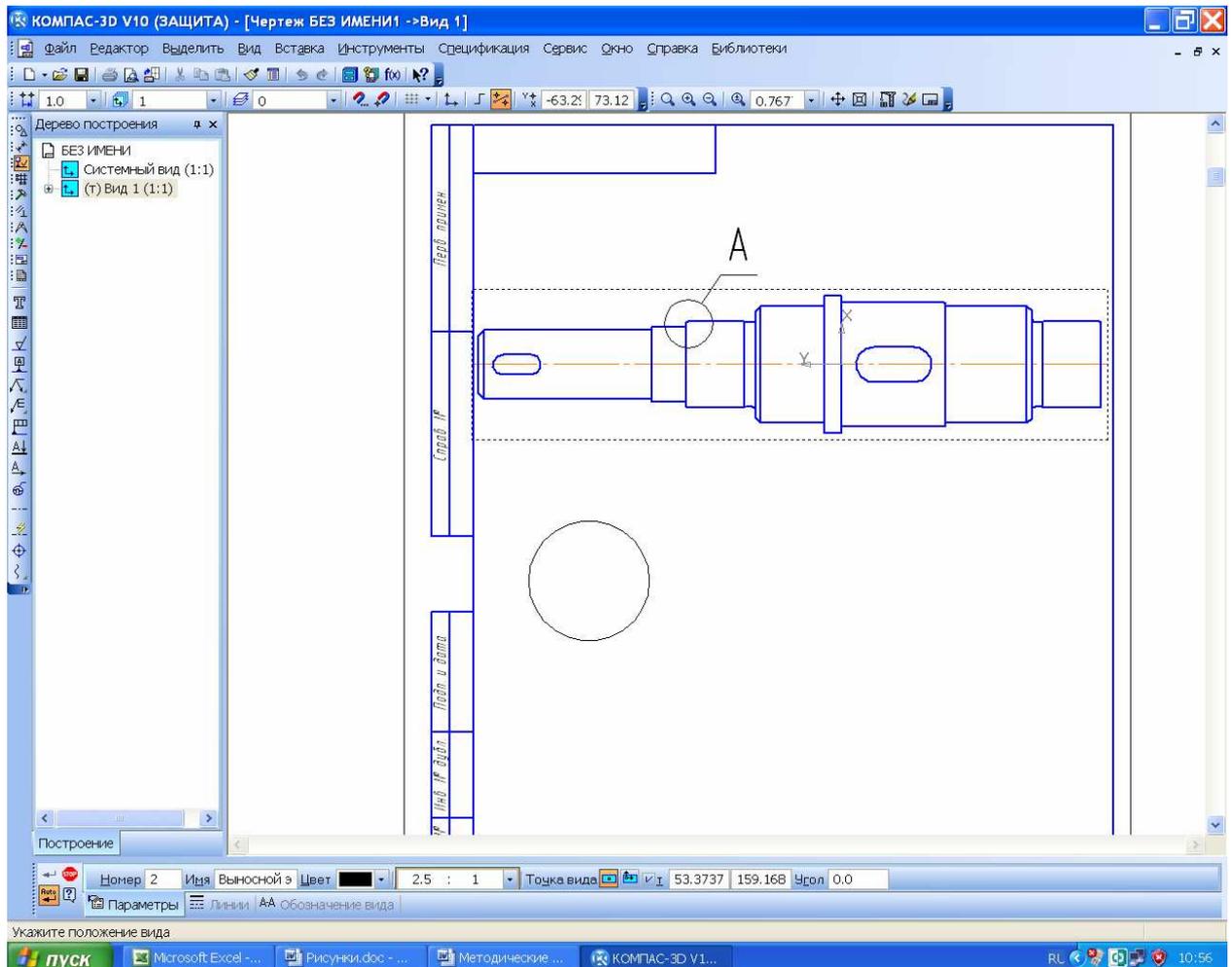


Рисунок 16.5

Если по какой-либо причине пришлось нанести обозначения видов, разрезов, сечений, выносных элементов, но не удалось построить соответствующие им виды, то построить их можно потом, в любой момент как это было описано выше, пользуясь командами из инструментальной панели  «АССОЦИАТИВНЫЕ ВИДЫ», равно как и отредактировать уже построенные.

Виды на листе должны быть равномерно распределены по полю чертежа, а над основной надписью (штамп) должно быть выделено свободное место для списка технических требований и таблицы с основными характеристиками редуктора (мощность, передаточное число, частота вращения входного и выходного валов, межосевое расстояние, модуль зубчатого зацепления, тип используемой смазки).

Если необходимое количество видов не помещается на одном листе формата «А1», можно добавить новый лист, который будет иметь основную надпись по ДСТУ 2.104-2006 (для второго и последующих листов). Для этого в меню «Вставка» выбирают строчку  «Лист». Размеры листа устанавливаются так же, как и для первого листа, но их выбирают из меню «Параметры НОВЫХ ЛИСТОВ», так же, как это описывалось выше для «Первого листа». Обозначение чертежа и номер листа программа переносит в дополнительные листы автоматически. Новые виды в дополнительных листах можно строить, используя уже имеющиеся на первом листе или других листах файла чертежа.

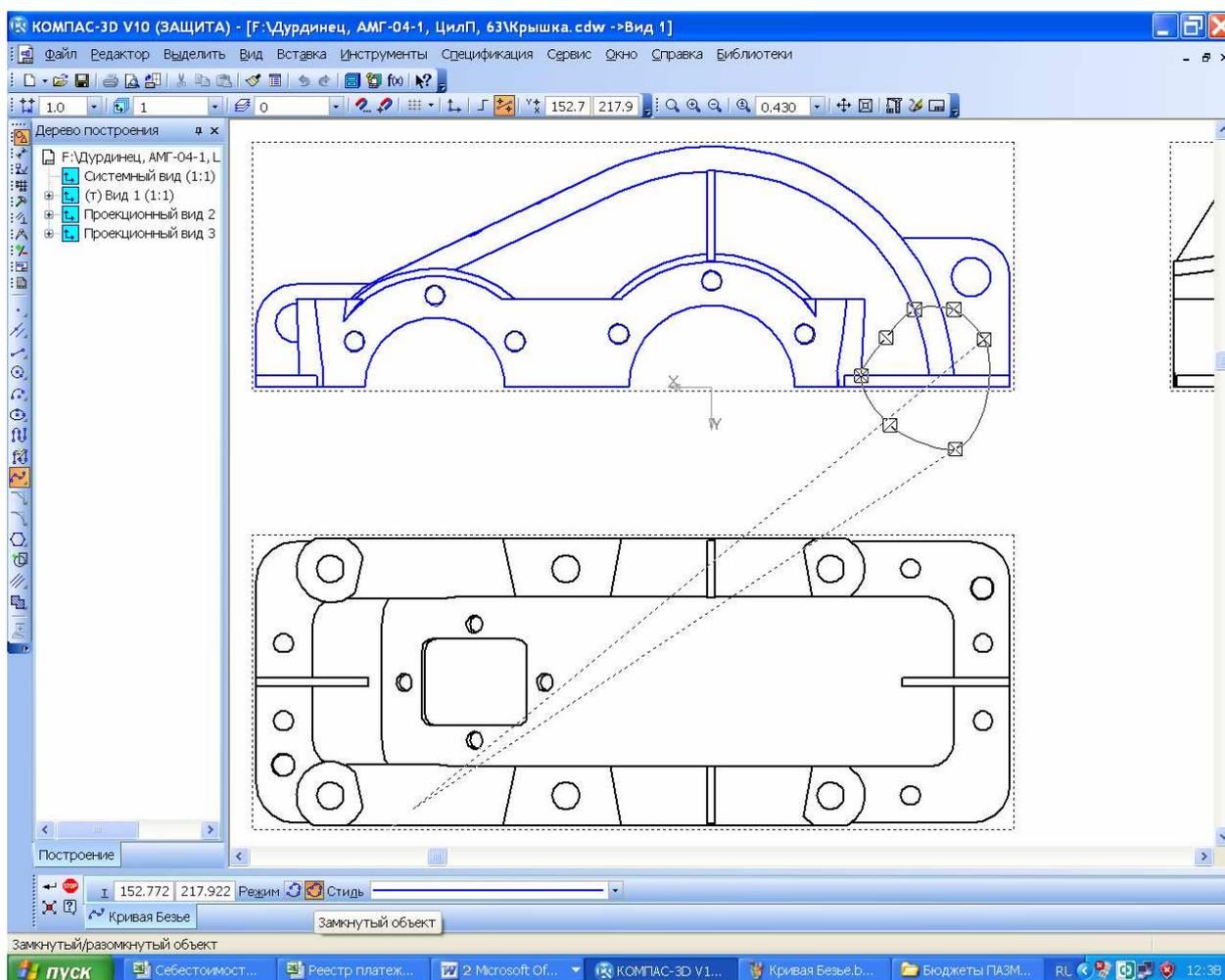


Рисунок 16.6

Все цилиндрические и сферические детали, а также симметричные детали иной формы должны иметь осевые линии.

В соответствии с ДСТУ 2.315 предполагается упрощенное и условное изображение крепежных деталей на сборочных чертежах. Это возможно в КОМПАСе, но предварительно должны быть изменены его некоторые настройки. Поскольку указанный стандарт допускает полное (без упрощений и условных изображений) представление крепежных деталей, следует так и поступать при выполнении курсового проекта.

16.2 Простановка размеров и создание списка технических условий

После построения основных и вспомогательных видов сборочного чертежа приступают к расстановке размеров, используя операции инструментальной панели «Размеры». На сборочных чертежах должны быть указаны пять основных типов размеров, приведенных ниже:

- а) сборочные, которые нужны для правильной сборки сборочной единицы;
- б) присоединительные, по которым сборочная единица присоединяется к смежным узлам в машине;
- г) установочные, по которым сборочная единица устанавливается на основание или раму машины;
- д) габаритные, наибольшие размеры в трех плоскостях;
- е) транспортировочные, по которым сборочная единица стропуется для перемещается по цеху при помощи грузо-подъемных устройств, упаковывается в тару, грузится на транспортное средство для перевозки и крепится на нем.

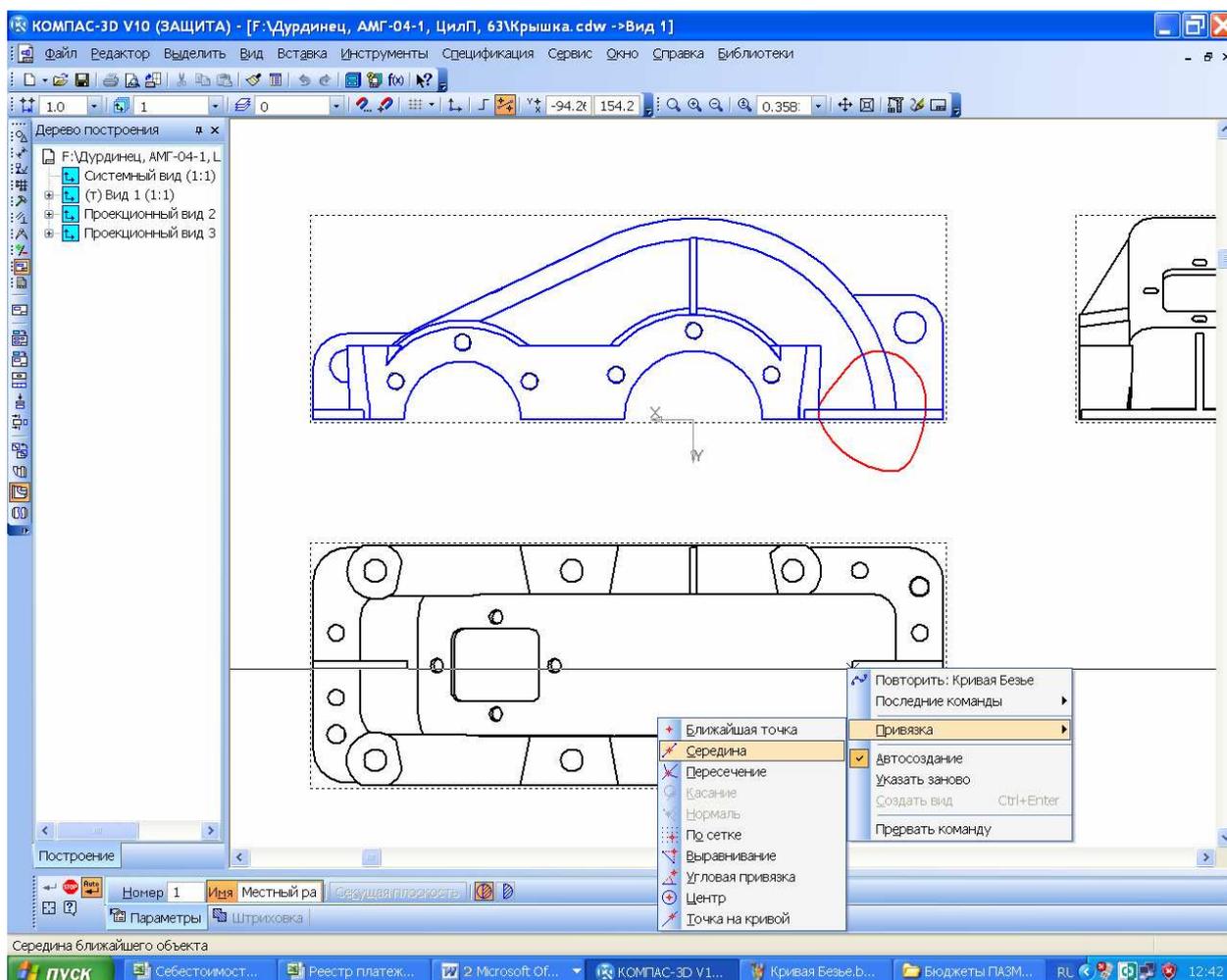


Рисунок 16.7

Первый тип размеров обязательно должен иметь буквенно-числовое указание посадки («Квалитет») по ЕСКД, а два последующих – допуски на размеры, указываемые аналогично, как это показано на рисунке 16.10 (обозначение посадки вводится вручную в ячейку «Текст после» с использованием встроенного текстового редактора КОМПАСа).

Могут быть и другие размеры, которые приводят справочно и обычно указывают со звездочкой «*».

Размеры, которые контролируются при одновременной мехобработке нескольких соединенных между собой деталей (например, отверстия под подшипники в корпусе и крышке редуктора) обычно обозначаются в квадратных скобках, например «[Ø35]».

Размеры линий, стрелок и шрифтов размерных надписей КОМПАС устанавливает по умолчанию в соответствии с ЕСКД, пользователь должен лишь выбрать рациональное их размещение на виде и равномерно распределить по всем видам чертежа.

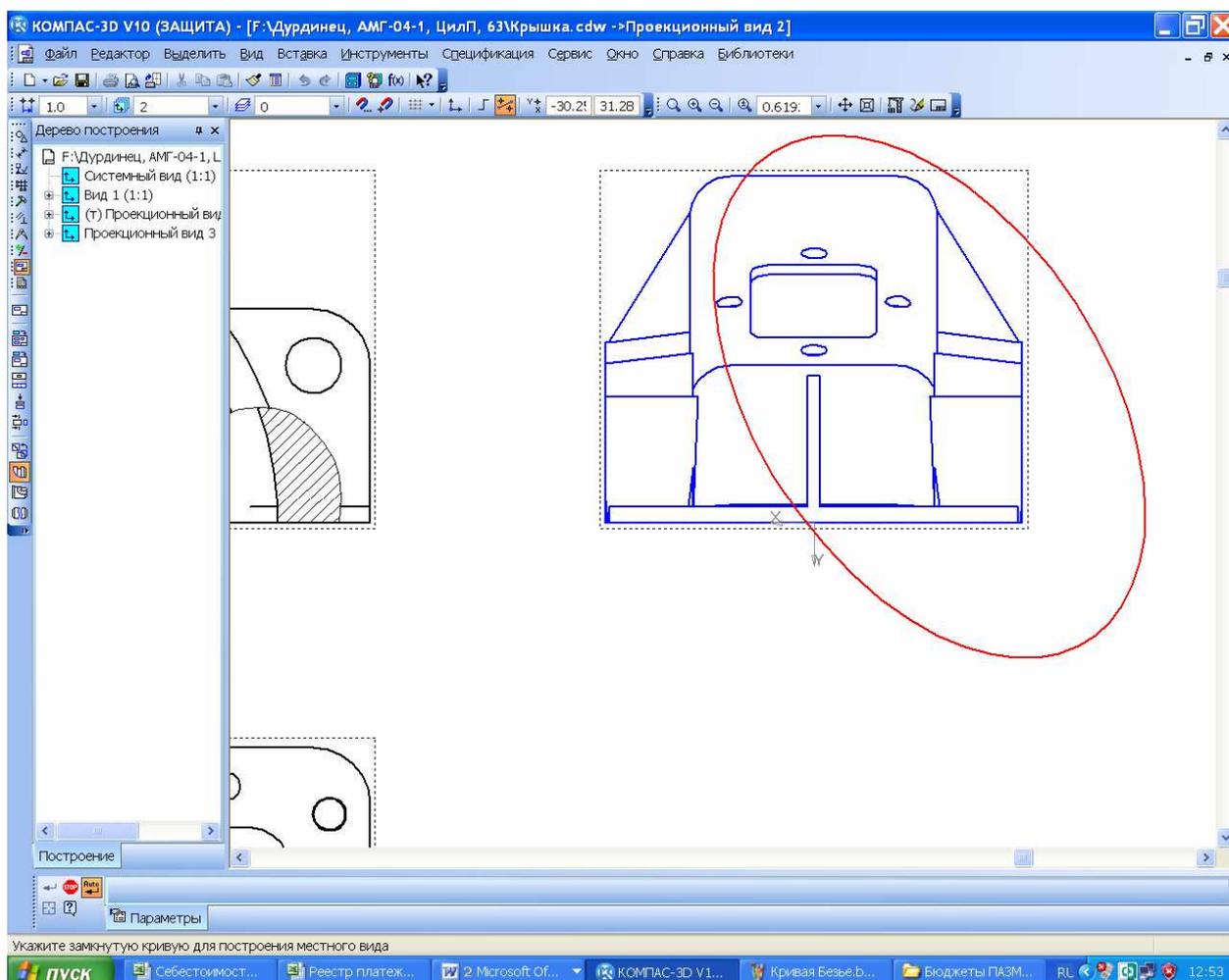


Рисунок 16.8

Каждый размер на чертеже приводится лишь один раз. Размеры, относящиеся к одному элементу, желательно проставлять на одном виде.

16.2.1 Выбор допусков размеров

Допуски размеров на изготовление деталей определяются необходимостью не только их обязательного взаимного совпадения при сборке, но и требованиями точности такого совпадения, а в некоторых случаях и нужной прочности их взаимной фиксации.

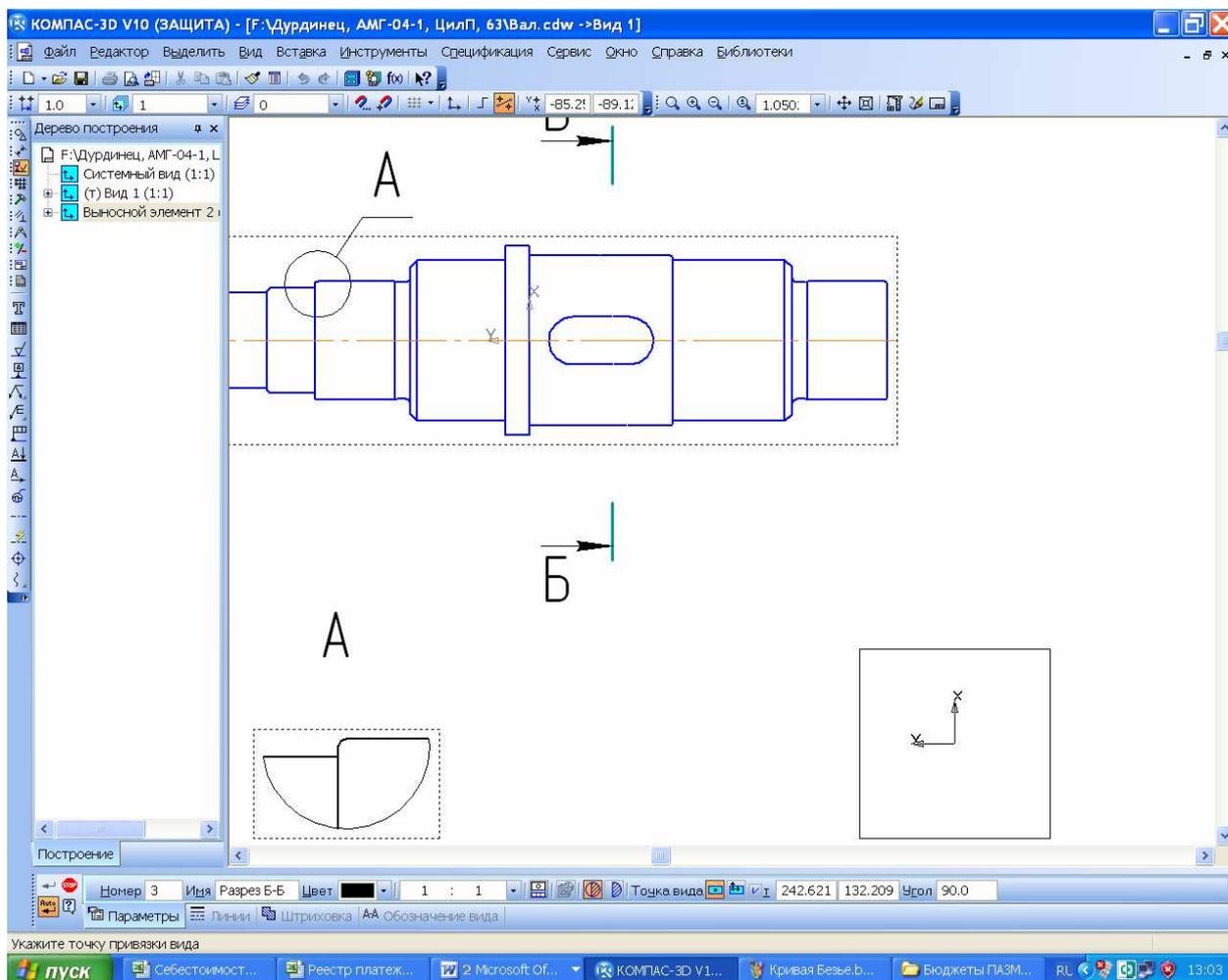


Рисунок 16.9

Наиболее распространенным способом фиксации зубчатого колеса на валу есть использование призматических шпонок. Обычно используют посадки с натягом $H7/p6$ или $H7/r6$, а при реверсивной работе редуктора – $H7/s6$. Посадочные поверхности валов под колеса часто шлифуют (как и под подшипники), поэтому перед упорным буртиком делают канавку для выхода шлифовального круга.

Допуск на ширину шпонки устанавливают $h9$, на ширину шпоночного паза вала – $p9$, а отверстия в колесе – $Js9$.

Посадки на вал под внутренне кольцо подшипника назначают в зависимости от вида и характера нагрузки. Обычно принимают допуски $k6$, $m6$, $n6$, гарантирующие натяг. Наружное неподвижное кольцо подшипников ус-

танавливают в отверстия корпусных деталей по допуску $H6$, $H7$ или $Js6$, $Js8$ для возможности его перемещения при регулировке зубчатого зацепления. Посадку подшипника (внутреннее или наружное кольцо) на сборочном чертеже указывают только в виде допуска на размеры сопряженных деталей (валов, корпусов).

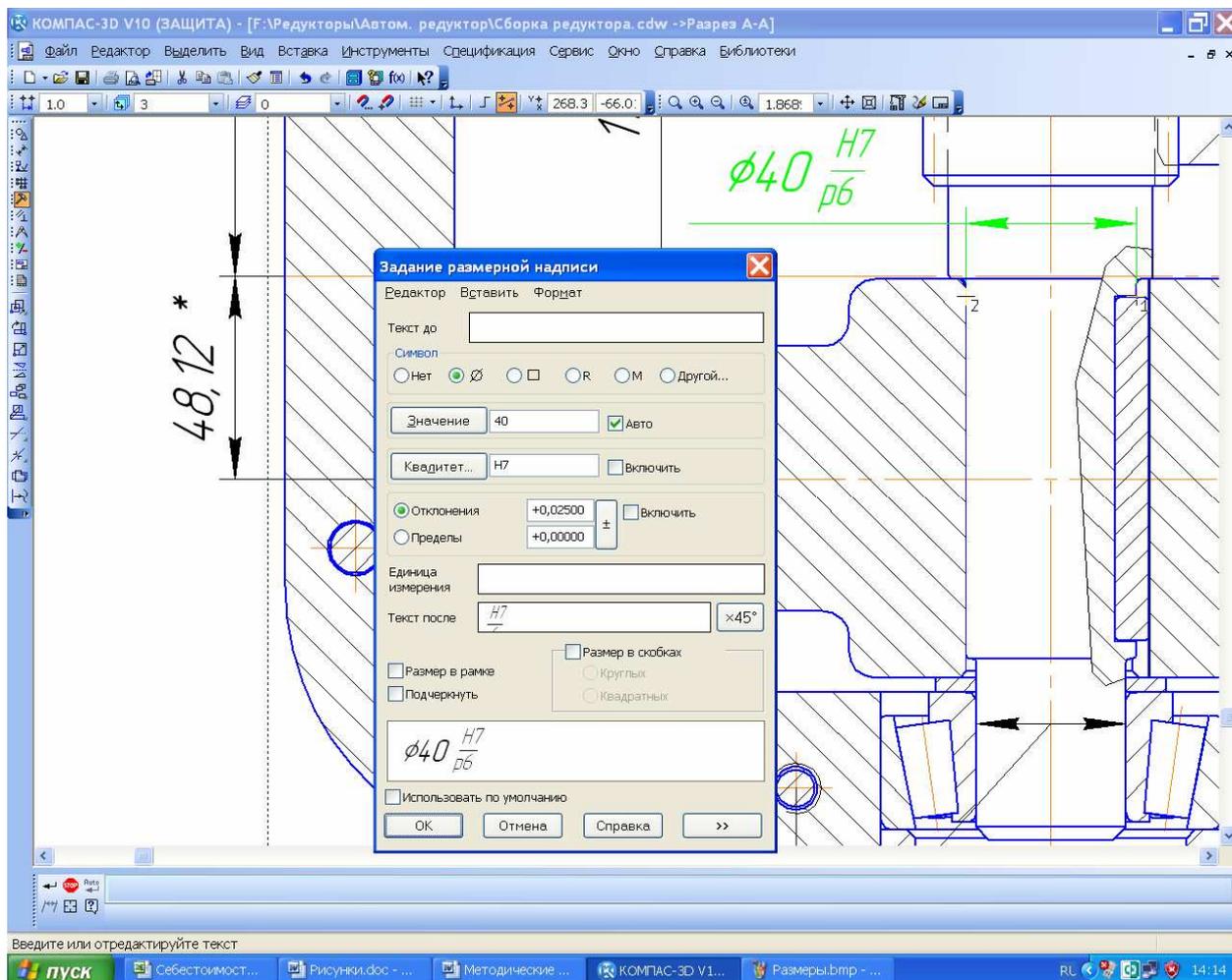


Рисунок 16.10

16.2.2 Ввод списка технических требований

Список технических требований вводится на поле чертежа и перемещается по нему с помощью команды «Технические требования» → «Ввод» или «Размещение» из меню «Вставка». В технических требованиях обязательно должны быть разъяснены все условные обозначения, использованные на чертеже (например, звездочки и размеры в квадратных скобках), неуказанные допуски размеров, способ выполнения некоторых операций по изготовлению или сборке, а также применение специальных материалов или действий при эксплуатации сборочной единицы. При написании текста технических условий следует пользоваться текстовыми заготовками, меню которых вызывается нажатием на кнопку «Текстовый шаблон».

16.3 Заполнение основной надписи

В последнюю очередь заполняют основную надпись (штамп) сборочного чертежа наведя на нее курсор и дважды щелкнув левой кнопкой мышки. Масштаб листа в соответствующей графе основной надписи автоматически будет установлен таким, каким был выбран масштаб при создании первого вида. В случае необходимости, его корректируют вручную. Вручную заполняют графы «Разраб.» и «Пров.» указывая в них фамилии (без инициалов) студента и преподавателя соответственно. В правом нижнем поле указывают ВУЗ и учебную группу студента, выполнявшего курсовой проект. Верхняя правая графа содержит обозначение чертежа, но эта информация автоматически передается из файла трехмерной модели детали. В левой графе «Лит.» указывают литеру документа «Э» (эскизный проект) по ДСТУ 2.103. Текущая дата заполнения основной надписи автоматически вставляется программой при двойном щелчке в соответствующей ячейке штампа.

Для сборочных чертежей нужно обязательно в конце обозначения (графа «Обозначения документа») вставить сокращение «СБ», а в графе «Наименование изделия» после названия детали добавить фразу «Сборочный чертеж». Для этого нужно щелкнуть правой клавишей мыши в любом месте штампа (если это еще не сделано, чтобы перейти в режим его редактирования), нажать на правую кнопку мышки для появления контекстного меню, из которого выбрать команду «Вставить код и наименование». В справочнике «Коды и наименования» раскрыть раздел «Чертежи», указать «Сборочный чертеж» и нажать «ОК», как это видно на рисунке 16.11. В основную надпись чертежа будут добавлены наименование и код документа. Потом нажать кнопки «Создать объект» и «Перестроить».

16.4 Указания по смазке редуктора

На одном из видов (обычно главном) сборочного чертежа редуктора нужно указать верхний и нижний уровни масла, а в таблице с основными характеристиками редуктора указать тип используемой смазки.

Обычно в редукторах применяют картерный принцип смазки зубчатой передачи. Жидкую смазку заливают в нижнюю корпусную деталь (корпус), а одно или несколько вращающихся зубчатых колес разбрызгивают ее внутри редуктора создавая масляный туман. Капли масла оседают на взаимодействующие поверхности, уменьшая трение и охлаждая детали. Такой способ смазки эффективен при окружной скорости зубьев большего зубчатого колеса до 12 м/с.

В зависимости от величины напряжений, возникающих в зоне контакта цилиндрических и конических зубчатых колес, вязкость смазки должна быть различной. Рекомендуемая вязкость смазки приведена в таблице 16.1.

Обычно для смазки цилиндрических и конических редукторов применяют индустриальные масла марки И-20А, И-30А, И-40, И-50 и И-60. Подходят также масла марок И-Г-С-32, И-Г-С-46, И-Г-С-68 и И-Г-С-100.

Для смазки червячных редукторов чаще всего используют авиационное масло МС-20, имеющее кинематическую вязкость $20,5 \cdot 10^6$ мм/с.

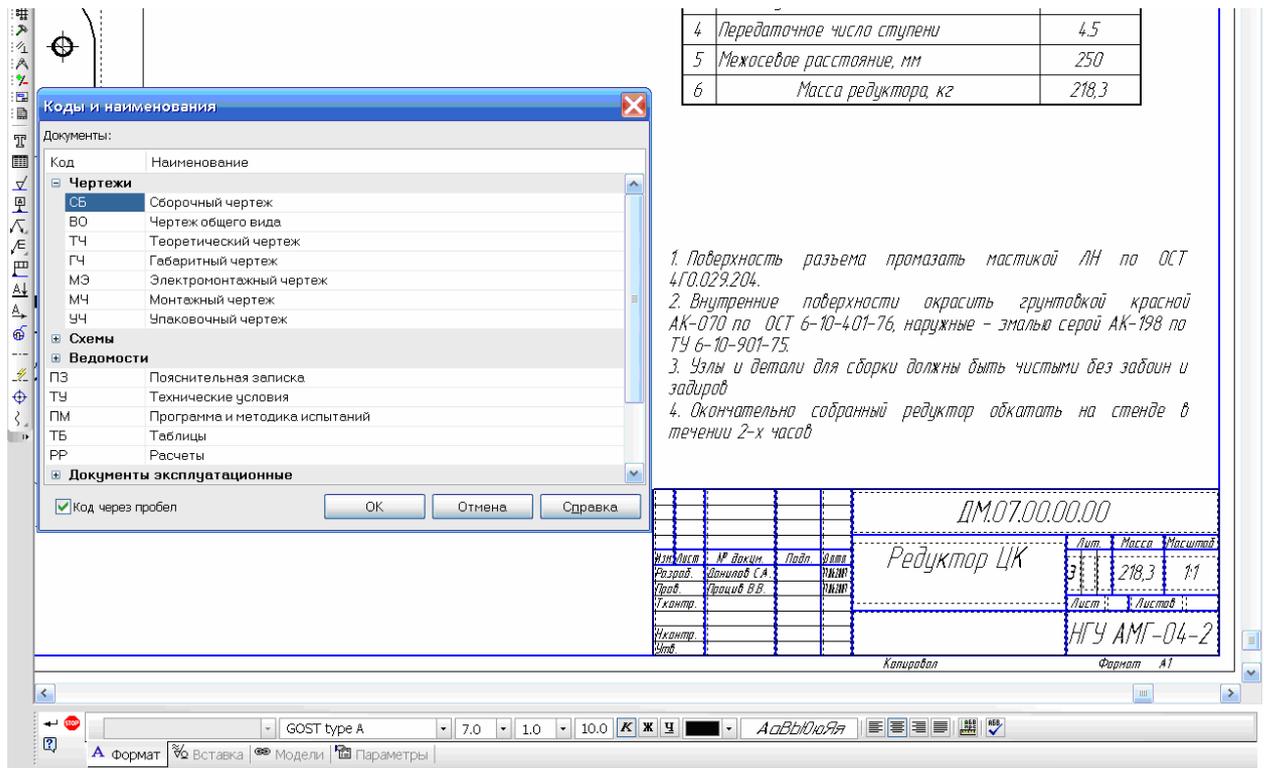


Рисунок 16.11

Таблица 16.1 – Рекомендуемая кинематическая вязкость, 10^6 мм/с

Величина контактных напряжений σ_H , МПа	Окружная скорость, м/с		
	до 2	от 2 до 5	свыше 5
До 600	34	28	22
От 600 до 1000	60	50	40

Общее количество масла в редукторе должно быть не менее 0,5 л на один киловатт его мощности. Уровень погружения колеса в масло назначается от m (нижний) до $0,25d_2$ (верхний).

16.5 Расстановка позиций сборочных единиц и деталей

На сборочных чертежах расставляют позиции сборочных единиц и деталей. Это можно сделать сейчас, используя команду «Обозначение позиций» в меню инструментальной панели «Обозначения», но лучше выполнить эту процедуру после составления спецификации к сборке, правила заполнения которой описаны ниже (см. п. 18, Составление спецификации редуктора и сборочных единиц). Главное, не забудьте сохранить файл!

17 Выполнение рабочих чертежей деталей редуктора

17.1 Основные правила оформления рабочего чертежа

Рабочие чертежи (называемые обычно на предприятиях детализовками) выполняются в КОМПАС-График аналогично сборочным, но только для деталей, и отличаются от них несколькими моментами (Приложение В, Пример оформления рабочего чертежа)

Прежде всего, рабочие чертежи содержат только три следующих вида размеров:

- а) исполнительные, по которым деталь изготавливается;
- б) габаритные, если они не совпадают с исполнительными;
- в) транспортировочные, если деталь крупногабаритная и для безопасного ее перемещения нужны специальные указания.

Исполнительные размеры обязательно должны иметь допуски на изготовление, обычно указывают буквенно-цифровое обозначение («Квалитет») по ЕСКД и в круглых скобках численные отклонения от номинального размера, как это показано на рисунке 17.1 для правого посадочного места вала под подшипник (выделено цветом).

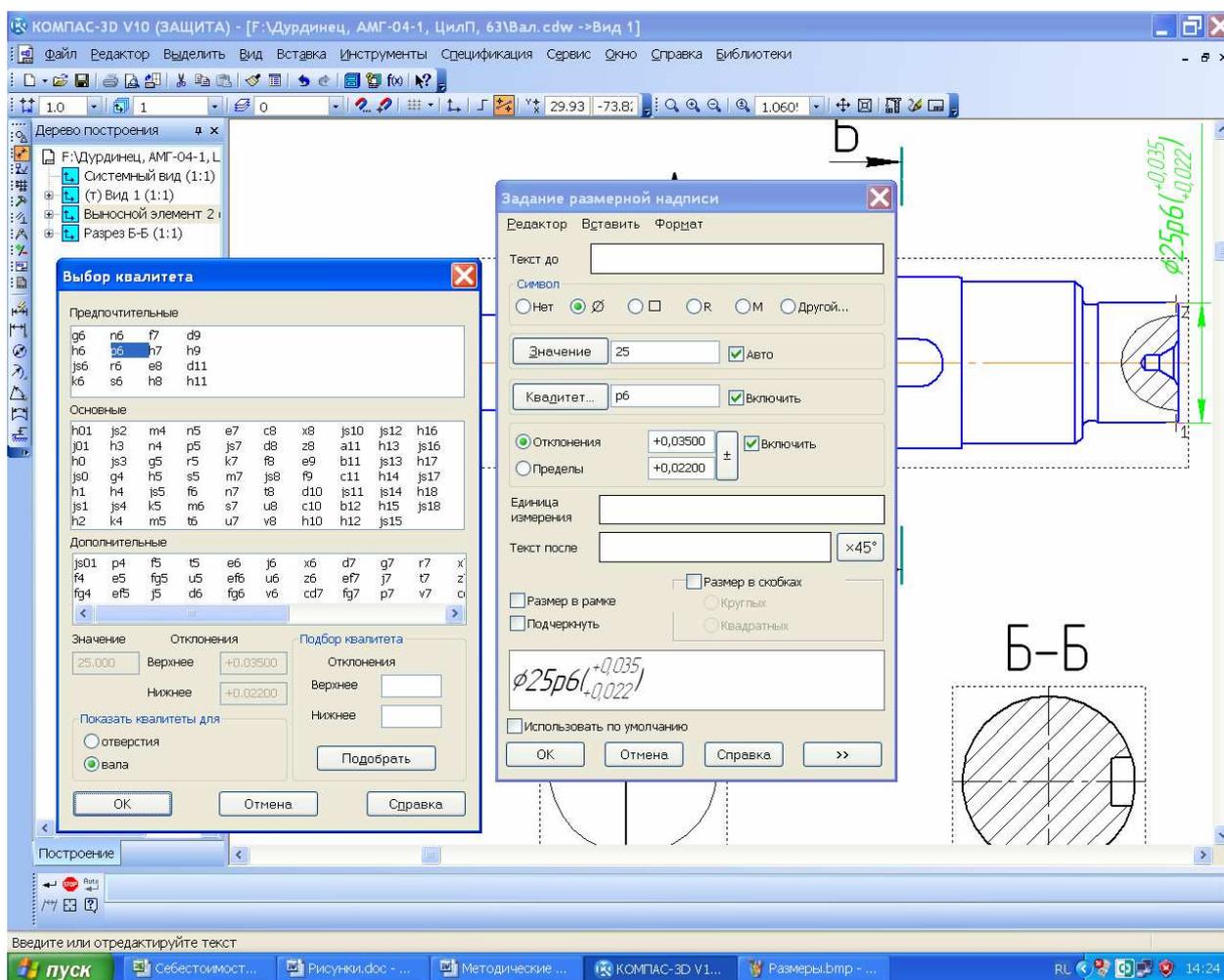


Рисунок 17.1

«Линейные размеры» должны быть расставлены таким образом, чтобы один из участков сложной детали (например, вала) оставался без размера, но обязательно стоял замыкающий размер (обычно габаритный), как того требуют правила расчета размерных цепей. Перед числовыми значениями размеров типа «Диаметральный размер» обязательно должен стоять значок диаметра « \varnothing », а перед «Радиальными размерами» – латинская буква « R ». «Угловые размеры» должны состоять из значений в градусах, минутах и секундах, но это разбиение КОМПАС делает по умолчанию автоматически. Если рядом с размером должны быть дополнительные указания, то они вводятся в выпадающем окне справа, которое открывается нажатием на кнопку  (см. рисунок 17.1).

Второе. На рабочем чертеже специальным знаком по ДСТУ 2.309-73 с Изменением № 3 при помощи команды «Шероховатость» с инструментальной панели «Обозначения» обязательно должны быть указаны шероховатости основных обрабатываемых поверхностей, а в правом верхнем углу чертежа должен стоять знак неуказанной шероховатости, как это показано на рисунке 17.2.

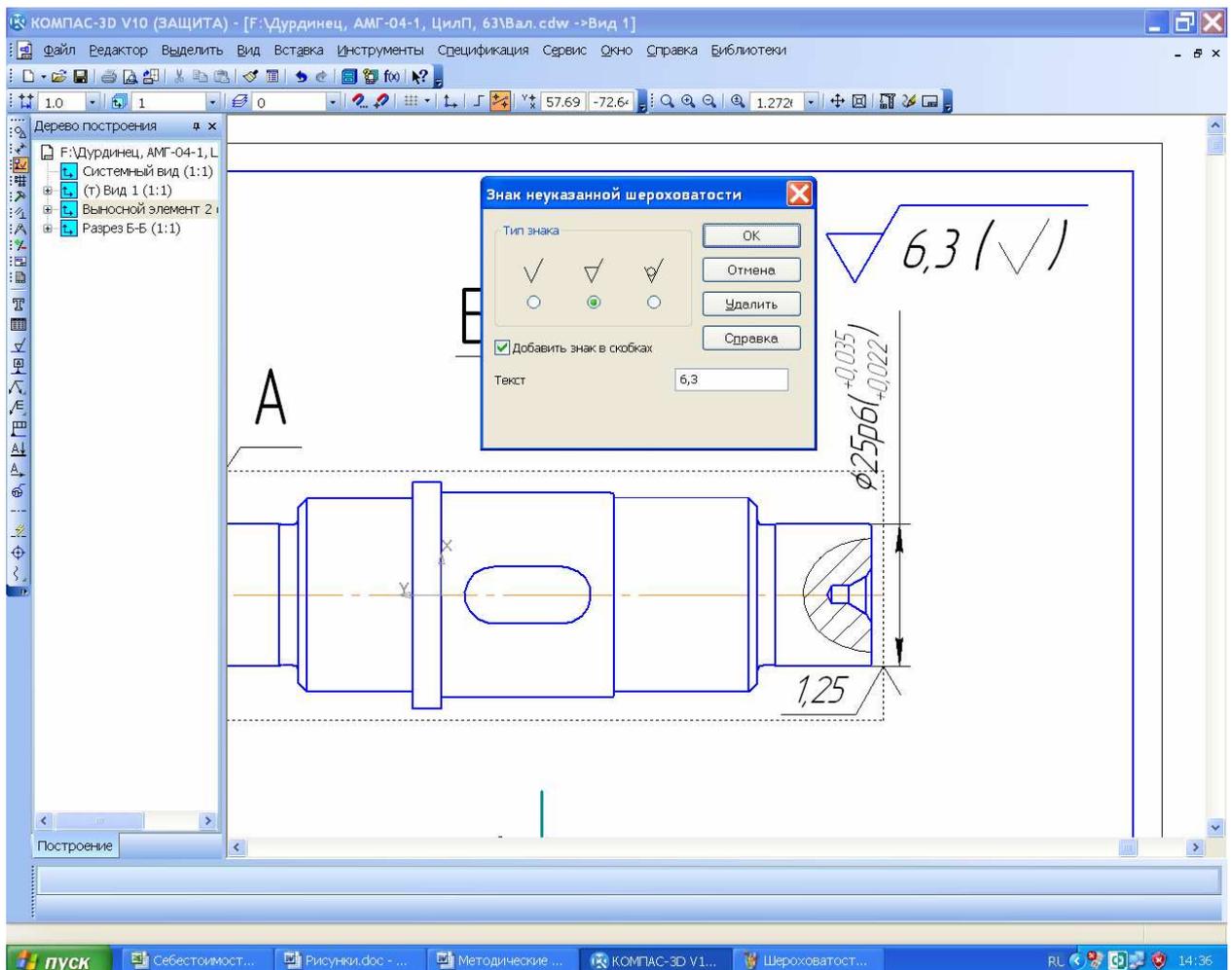


Рисунок 17.2

Он вводится из меню «Вставка→Неуказанная шероховатость→Ввод» Обычно редактировать ее расположение на чертеже не нужно.

Третье. Очень часто рабочий чертеж содержит знаки, которые вводят из меню  «Допуск формы» на панели  «Обозначения». Эта команда содержит собственное подменю формирования и заполнения таблицы допуска формы, а также ее привязки к контурам детали, и обычно после нескольких попыток самостоятельного освоения не вызывает трудностей для составления и заполнения, как это показано на рисунке 17.3. Обозначения  «База» из той же инструментальной панели должны быть размещены на осях или поверхностях, если на них есть ссылки допусков формы или технических условий, и желательно до ввода таблиц  «Допуска формы». Тогда удобно пользоваться командой  «Таблица» на панели «Свойства», размещенной в нижней части экрана для ее создания в полуавтоматическом режиме.

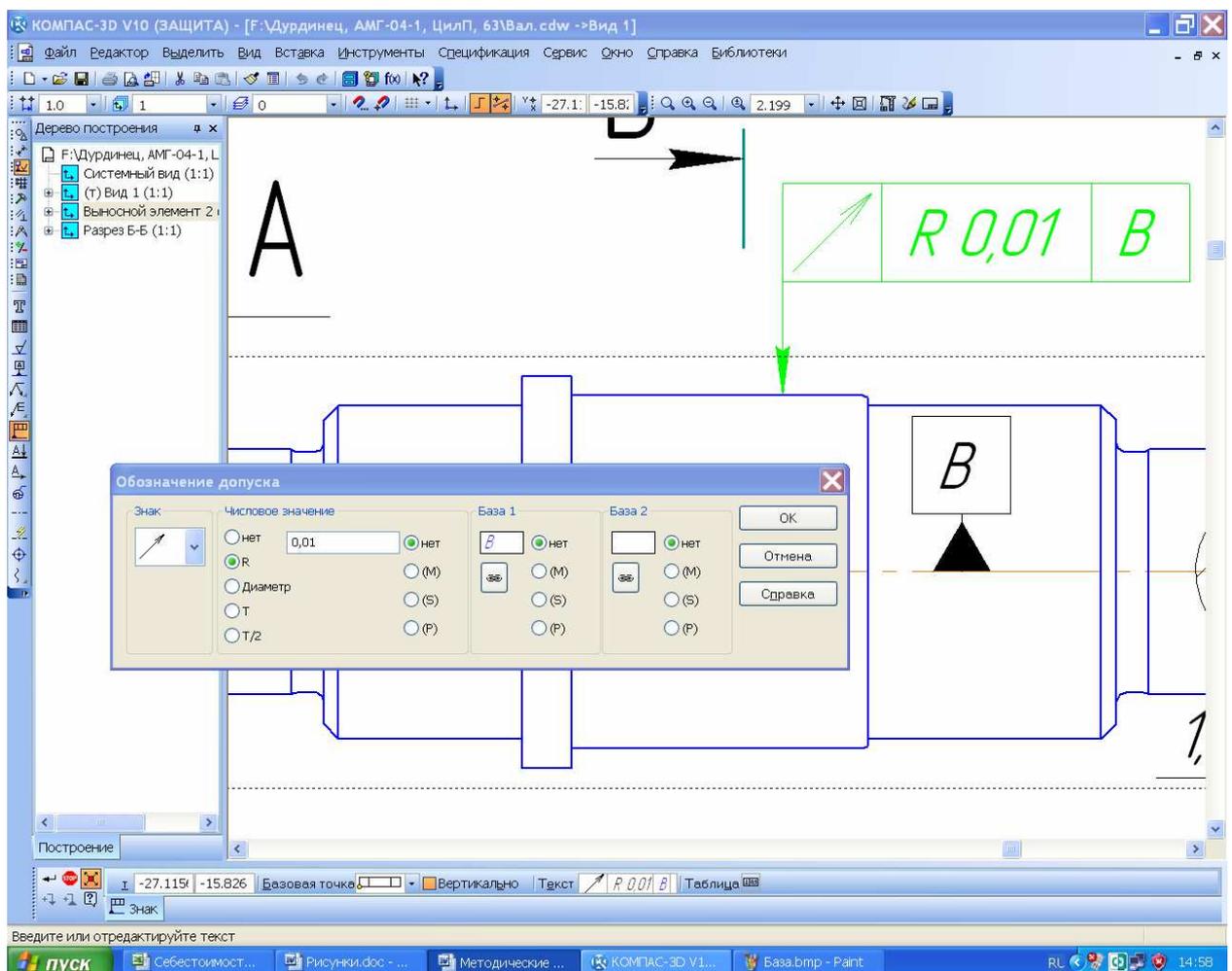


Рисунок 17.3

Четвертое. Нижняя средняя графа основной надписи (штампа) обязательно должна содержать сведения о материале, из которого будет изготавливаться деталь, но эта информация автоматически передается из файла трехмерной модели детали.

17.2 Расчет допусков формы и расположения поверхностей деталей

Допуски формы и расположения поверхности в значительной степени зависят от размера детали и величины допуска на размер [4] (т. 1, стр. 414). Знак условного изображения допуска формы всегда располагают в левой ячейке таблицы «Допуска формы». В следующей ячейке (обычно средней) приводят численное значение допуска в миллиметрах. В правой ячейке (если это нужно) указывают буквенное обозначение базы (оси или поверхности) по отношению к которой задан допуск.

Для валов и шпоночных отверстий в валах варианты определения некоторых допусков формы и расположения поверхностей приведены в таблице 17.1.

Таблица 17.1

Условное изображение	Наименование допуска	Выражение для расчета или ссылка на источник
	Цилиндричность	$0,3t$, где t – допуск по качеству из таблицы 17.2
	Соосность цилиндрической поверхности под подшипник	Из таблицы 17.3, степень точности допуска выбирают в зависимости от группы подшипника (для 1 группы выбирают 7-ю степень, для 2 – 6-ю, а для 3 – 5-ю)
	Соосность цилиндрической поверхности под зубчатое колесо	Из таблицы 17.3
	Соосность цилиндрической поверхности выходного конца вала	$48/n_i$, для $n_i \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$
	Неперпендикулярность буртика цилиндрической поверхности под подшипник	Из таблицы 17.4, степень точности допуска выбирают в зависимости от группы подшипника (для 1 группы выбирают 8-ю степень, для 2 – 7-ю, а для 3 – 6-ю)
	Неперпендикулярность буртика цилиндрической поверхности под зубчатое колесо	При $l_{зк}/d_{зк} < 0,8$, из таблицы 17.4
	Радиальное биение	$48/n$, для $n \geq 1000 \text{ мин}^{-1}$
	Параллельность стенок шпоночного паза	$0,6t_{ш}$, где $t_{ш}$ – допуск ширины шпоночного паза

Степень точности соосности и перпендикулярности для цилиндрической поверхности под зубчатое колесо можно приблизительно принимать равной степени точности зубчатой передачи.

Таблица 17.2 – Величины допусков размеров по квалитетам, мкм

Интервал размера, мм	Квалитет															
	3	4	5	6	7	8	9	10	П	12	13	14	15	16	17	
Св. 3 до 6	2	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	430	750	1200	
Св. 6 до 10	2	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	
Св. 10 до 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	
Св. 18 до 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	
Св. 30 до 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	
Св. 50 до 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	
Св. 80 до 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	
Св. 120 до 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	
Св. 180 до 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	
Св. 250 до 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	
Св. 315 до 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	
Св. 400 до 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	

Таблица 17.3 – Величины допусков по соосности, мкм

Интервал размера, мм	Степень точности соосности				
	5	6	7	8	9
Св. 18 до 30	10	16	25	40	60
Св. 30 до 50	12	20	30	50	80
Св. 50 до 120	16	25	40	60	100
Св. 120 до 250	20	30	50	80	120
Св. 250 до 400	25	40	60	100	160

Таблица 17.4 – Величины допусков по перпендикулярности, мкм

Интервал размера, мм	Степень точности перпендикулярности				
	5	6	7	8	9
Св. 16 до 25	4	6	10	16	25
Св. 25 до 40	5	8	12	20	30
Св. 40 до 63	6	10	16	25	40
Св. 63 до 100	8	12	20	30	50
Св. 100 до 160	10	16	25	40	80
Св. 160 до 250	13	20	32	50	90
Св. 250 до 400	16	25	40	60	100

18 Составление спецификации редуктора и сборочных единиц

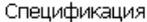
На этой стадии выполнения проекта уже понятна структура сборки редуктора и составляющих его сборочных единиц, она отражена в дереве их построения и может быть взята за основу при составлении спецификаций (Приложение Г, Пример оформления спецификации).

Спецификация является первичным конструкторским документом, поэтому в первом ее разделе «Документация» должны быть перечислены остальные конструкторские документы (сборочный чертеж и пояснительная записка, руководство пользователя, инструкция по техническому обслуживанию и другие документы, которые обычно выпускают одновременно с изготовлением машины или агрегата).

Каждая спецификация хотя и может содержать несколько листов, но относится только к одной сборочной единице.

В КОМПАСе имеется несколько возможностей для составления спецификации к сборке. Ее можно создавать в полуавтоматическом режиме из трехмерной модели сборочной единицы и трехмерных моделей, входящих в сборку деталей и подсборок. Можно создавать в полуавтоматическом режиме из сборочного чертежа, и входящих в сборку чертежей деталей и подсборок. Эта процедура достаточно подробно описана в «Уроке № 9. Создание спецификаций» «Азбуки КОМПАС», поставляемой в комплекте с программным обеспечением, и студент может самостоятельно ее изучить. Этот способ очень удобен и желательно формировать спецификации именно таким образом.

Наиболее простым есть ручной способ составления спецификации, которым можно воспользоваться в нашем случае. Пользователю не нужно помнить о пропуске пустых (резервных) строк после и перед названиями разделов и о необходимости размещения наименований внутри раздела в алфавитном порядке, что предусмотрено ЕСКД. Программа сделает это автоматически.

Начинают работу над спецификацией с создания файла КОМПАСа в формате  «Спецификация», а имя файлу лучше дать такое же, какое имеет сборка, поскольку иконка файла спецификации и его расширение отличны от других типов файлов, например,  «Редуктор.spw». Режим работы над спецификацией должен быть  «Нормальный», а не  «Разметка страниц». Инструментальная панель  «Спецификация» автоматически становится активной (подсвеченной). Выбирают команду  «Настройка спецификации» и в выпавшем подменю убирают «птичку» в строчке «Рассчитывать позиции», как это показано на рисунке 18.1 (при работе в полуавтоматическом режиме создания спецификации эта опция должна быть включена). Потом нажимают кнопку «ОК», а в выпавшем подменю «Очищать позиции» – «Да». Затем нажимают на кнопку  «Добавить раздел». В выпавшем подменю выбирают строчку «Документация» и нажимают кнопку «Создать». В спецификации появляется соответствующий заголовок,

и становится доступной для ввода строчка первого документа – сборочного чертежа. В нужные колонки вводят «*Формат*» «*A1*» чертежа, «*Обозначение*», заканчивающееся на буквы «*СБ*», и «*Наименование*».

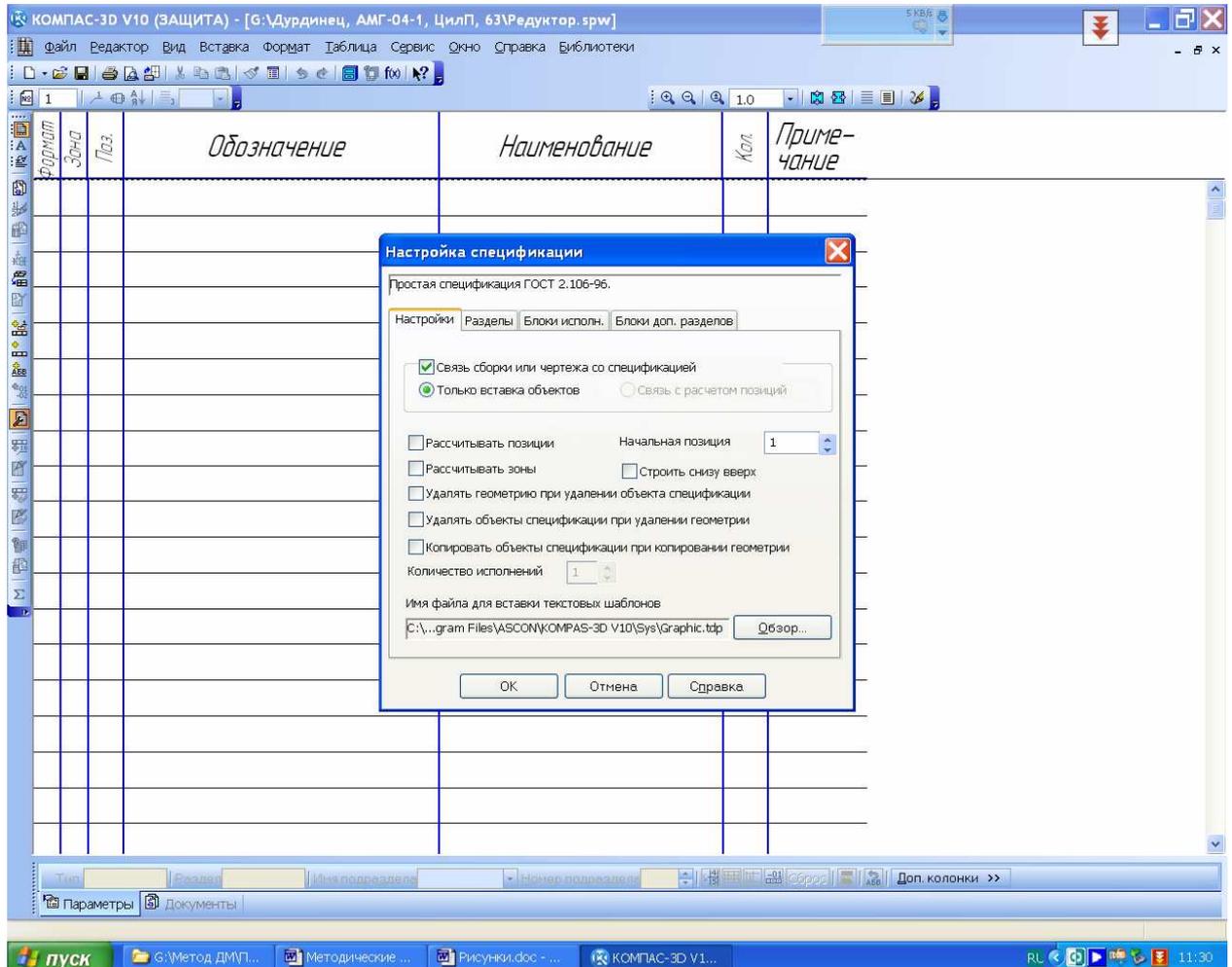


Рисунок 18.1

Наименование должно звучать как «*Сборочный чертеж*», Название сборки будет указано в соответствующей графе основной надписи спецификации (штампе). Нажимают кнопку «*Создать объект*», введенная надпись фиксируется, но ее можно будет отредактировать позже. Затем переходят ко второй строчке раздела «*Документация*» спецификации, для этого нажимают на кнопку «*Добавить базовый объект*», расположенную на инструментальной панели «*Спецификация*». Становится доступной для заполнения вторая строка раздела, в которой вводят «*Формат*» «*A4*» чертежа, «*Обозначение*», заканчивающееся на буквы «*ПЗ*», и «*Наименование*». Наименование должно звучать как «*Пояснительная записка*». Поскольку никаких других документов не разрабатывалось в ходе выполнения курсового проекта, то переходят к следующему разделу спецификации. Выбирают команду «*Добавить раздел*». В выпавшем подменю выбирают «*Сборочные единицы*» → «*Создать*», как это видно на рисунке 18.2. Становится дос-

тупной первая строка раздела «Сборочные единицы», в которую вводят, как это было описано выше, информацию о первой сборочной единице, например быстроходном вале в сборе. Для добавления новых строчек в раздел нажимают на кнопку  «Добавить базовый объект» и вводят необходимые сведения о нем. В конце обозначений сборочных единиц, входящих в сборку в качестве подборок, не должны присутствовать буквы «СБ», а в наименовании – фраза «Сборочный чертеж», поскольку создаваемая спецификация ссылается не на сборочные чертежи, а на спецификации к ним (как это определено ЕСКД), это видно на рисунке 18.3.

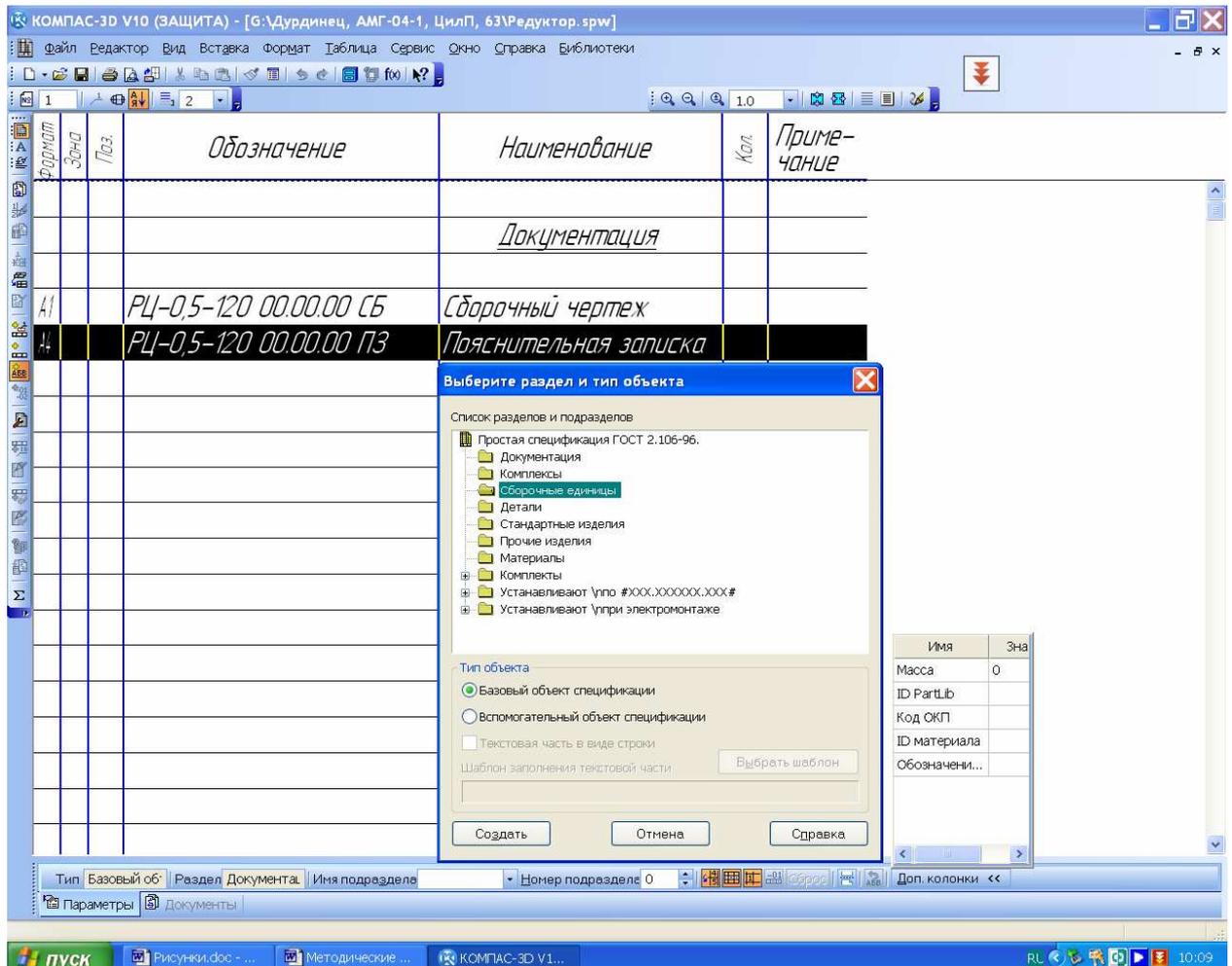


Рисунок 18.2

Поскольку в соответствии с ЕСКД в графе «Наименование» спецификации записи должны быть расположены по алфавиту (первое слово наименования), а эта опция по умолчанию включена в КОМПАСе, то программа будет автоматически менять положение строк внутри разделов после каждой новой введенной строки.

Завершив ввод сборочных единиц, нажимают кнопку  «Добавить раздел». В выпавшем подменю выбирают «Детали→Создать» и аналогично уже описанной процедуре вводят сведения обо всех изготавливаемых де-

талях, в том числе и без чертежа. В этом случае в графе «*Формат*» пишут «*б/ч*», а в графе «*Наименование*» после названия детали указывают размеры детали, форму стандартной заготовки, из которой она изготавливается (например, «*Лист В2*») и материал заготовки (с указанием соответствующих стандартов на изготовление). Если какая либо деталь или сборочная единица повторяются в конструкции, то в графе «*Кол.*» указывают их общее количество.

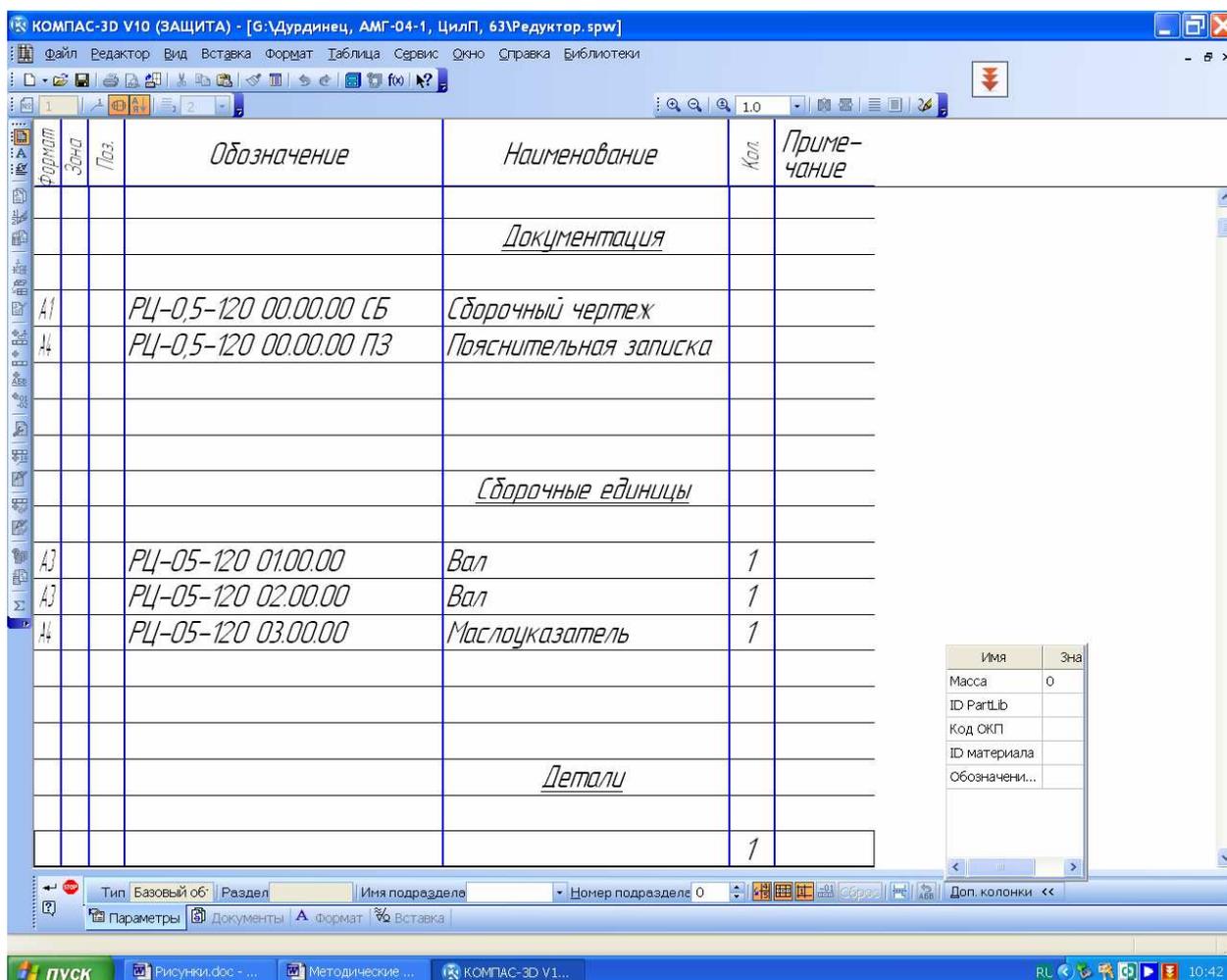


Рисунок 18.3

После перечисления всех изготавливаемых деталей переходят к стандартным. Для этого добавляют новый раздел «Стандартные изделия». Компас автоматически в графе «*Наименование*» предлагает форму заполнения этой графы, вставляя какое-то стандартное изделие (или последнее ранее введенное), например, «*Шпилька 2 М16 х 1,5-6g х 120.109.40Х.26 ГОСТ 22034-76*». Эту запись тут же изменяют на нужную и нажимают на кнопку «Создать объект». В разделе «Стандартные изделия» графы «*Формат*» и «*Обозначение*» не заполняют.

Если в сборочной единице использованы материалы, например, сальниковая набивка, масло или краска, то вводят еще и раздел «*Материалы*», который заполняют аналогично разделу «*Стандартные изделия*».

По завершении ввода объектов, в графе «ПОЗ.» спецификации вручную расставляют позиции (начиная с первой) сверху вниз в порядке возрастания. Начинают со сборочных единиц (подборок, составляющих сборку), потом перечисляют изготавливаемые детали, а затем стандартные изделия и материалы. Эти же позиции затем расставляют на сборочном чертеже соответствующей сборочной единицы. Например, деталь «РЦ-0,5-120 01.00.02 Вал» должна иметь на сборочном чертеже вала позицию 2. Поэтому на этом этапе нужно в последний раз отредактировать ячейки свойств «*Обозначение*» и «*Наименование*» трехмерных моделей сборок и деталей, откуда эта информация автоматически передается в чертежи. В идеале числовые обозначения сборочных единиц, составляющих сборку, и деталей должны возрастать без пропусков и соответствовать позициям спецификации, хотя на практике бывают исключения, особенно при модернизации уже изготавливаемой машины, когда отдельные детали или подбороки удаляют из конструкции и, соответственно, исключают из документации вместе с обозначающими их позициями на чертежах.

При выполнении курсового проекта рекомендуется использовать структуру обозначения эскизных конструкторских документов по ДСТУ 2.201-80. В приведенном выше примере обозначения вала имеется обозначение проектируемого редуктора «РЦ-0,5-120» (редуктор цилиндрический мощностью 0,5 кВт с межосевым расстоянием 120 мм); первая пара цифр (01) – это номер позиции подборки, составляющей редуктор, в которую входит деталь вал (вал в сборе); отделенная точкой вторая пара (00) – это номер подбороки внутри предыдущей сборочной единицы (внутри вала в нашем случае нет подборок); третья пара цифр (02) – это номер позиции детали (вал) в подборке (вал в сборе). В нужных случаях в конце обозначения дописывают двухзначный буквенный код документа, например СБ или ПЗ.

Чтобы просмотреть спецификацию в привычном виде нажимают на кнопку  «Разметка страниц». Для редактирования спецификации в любой момент можно перейти в режим  «Нормальный», навести курсор на нужную строчку и дважды нажать на левую кнопку мышки, а затем изменить записи. Если сточку не активизировать, а нажать на кнопку  «Добавить базовый объект», то откроется меню команды  «Добавить раздел» (программа так понимает намерения пользователя).

В заключение, заполняют графы основной надписи (штампа) спецификации. Это делают так же, как заполняли основную надпись чертежей. Отличие состоит в том, что графа «*Обозначение*» не должна содержать в конце букв «СБ», а «*Наименование*» не должно иметь фразу «*Сборочный чертеж*», как это показано на рисунке 18.4. Там же видно меню заполнения графы «*Дата*», которое вызывают двойным щелчком левой кнопкой мышки по соответствующей ячейке.

19 Составление пояснительной записки к курсовому проекту

Завершив расчеты, создание трехмерных моделей, выполнение сборочных и рабочих чертежей, а также составление спецификаций, переходят к написанию (оформлению) пояснительной записки. Для этого используют черновые записи всех выполненных ранее расчетов.

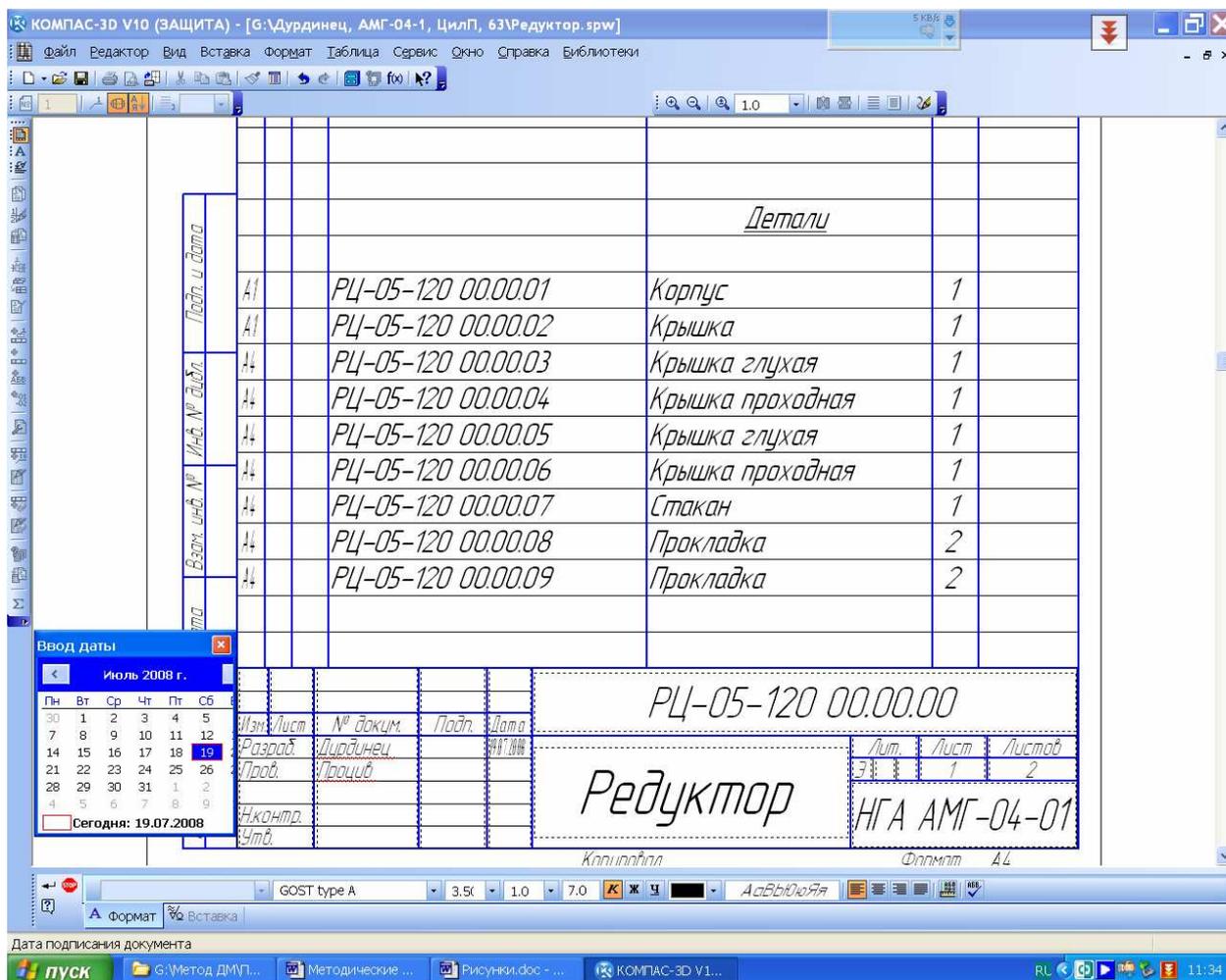


Рисунок 18.4

Для этого создают файл КОМПАСа в формате  «Текстовый документ» и нажимают на кнопку  «Разметка страниц» для работы над ним в привычном виде (в отличие от работы по созданию спецификации, при создании текстовых документов в нем можно работать так же, как и в  «Нормальном» режиме). Поскольку пояснительная записка должна иметь первым титульный лист, а последним – «Лист регистрации изменений», производят настройку текстового документа. Для этого в меню «Сервис» выбирают «Параметры→Текущий текстовый документ→Параметры листа→Дополнительные листы». Затем в верхней части выпавшего подменю «В начале документа» нажимают кнопки «Добавить→Выбрать» и выбирают в перечне «Титульный лист. ГОСТ 2.105-95» в завершение – два раза

«ОК», как это видно на рисунке 19.1. В верхнем окне подменю появляется обозначение титульного листа. Аналогично в нижнем окне «В конце документа» выбираем тип основной надписи и вставляем «Лист регистр. измен. (вертик.) Посл. листы. ГОСТ 2.503-90 Ф3.», а затем три раза «ОК».

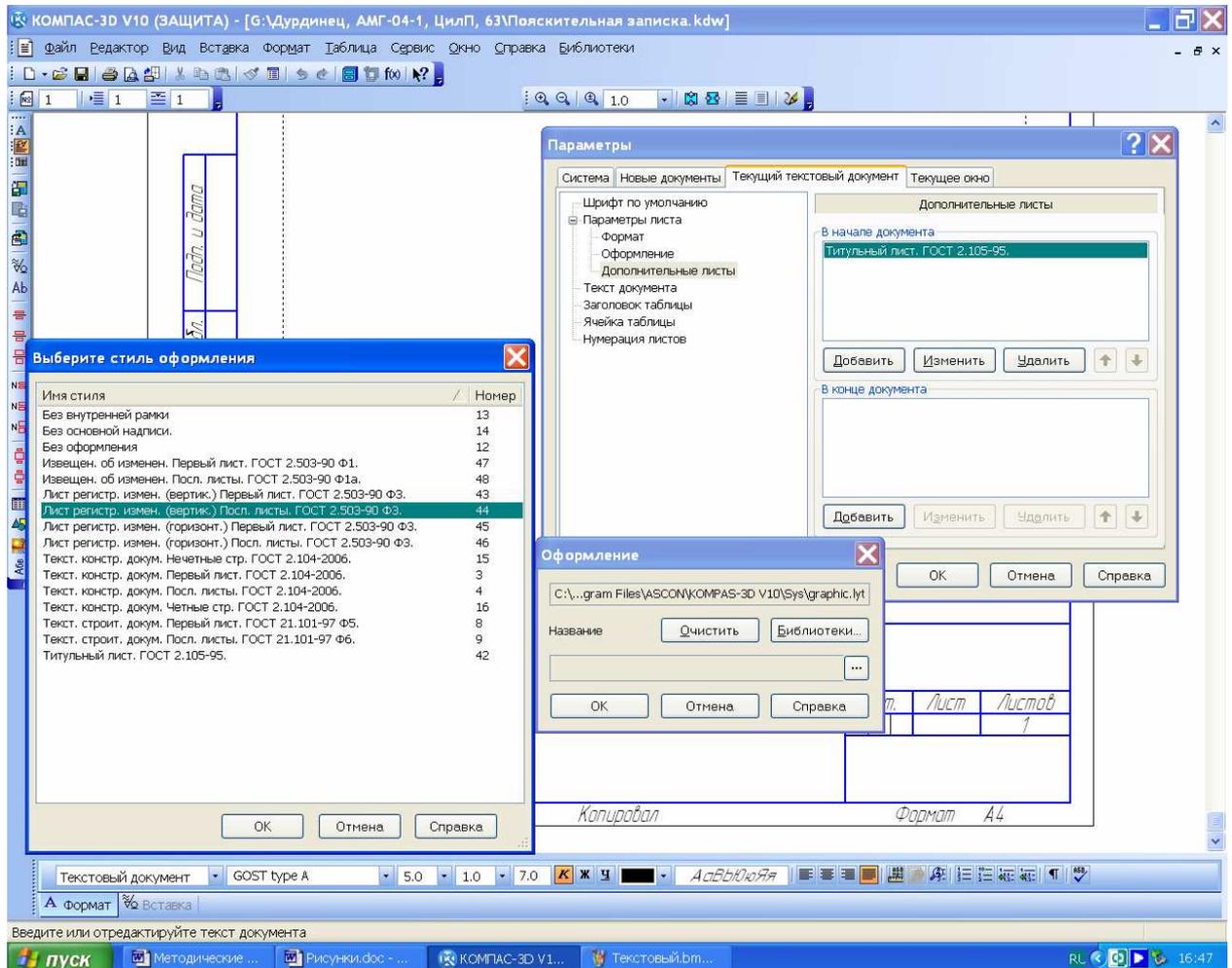


Рисунок 19.1

Заполнение обычно начинают с титульного листа (образец заполнения приведен в Приложении Д), а затем на первом текстовом листе размещают «Содержание», рекомендуемый состав которого для курсового проекта приведен ниже.

Первый раздел пояснительной записки называется «ВЕДЕНИЕ», в нем должна быть сформулирована цель выполнения проекта, дано обоснование актуальности работы и конкретизирована поставленная задача о выбранном объекте проектирования, приведены его назначение и основные технические характеристики.

Первый нумеруемый раздел пояснительной записки должен содержать техническое задание на выполнение проекта, а последний – описывать разработанные в ходе выполнения проекта графические материалы (чертежи).

В тексте должны быть приведены расчетные формулы, таблицы и рисунки, поясняющие последовательность расчета и полученные результаты.

Файл нужно сохранить под узнаваемым именем, например, « Пояснительная записка.kdw», при этом иконку и расширение файлу КОМПАС добавит сам.

19.1 Рекомендуемый состав пояснительной записки

Пояснительная записка должна содержать следующие основные разделы.

ВВЕДЕНИЕ

- 1 Задание на курсовое проектирование
- 2 Выбор схемы компоновки редуктора и определение его передаточного числа
- 3 Выбор приводного электродвигателя редуктора и уточнение передаточного числа редуктора
- 4 Расчет зубчатой передачи
- 5 Расчет выходных концов валов
- 6 Выбор подшипников
- 7 Проверочный расчет валов
- 8 Проверочный расчет валов и подшипников в КОМПАС Shaft-2D
- 9 Компоновка редуктора
- 10 Проверочный расчет крепежных деталей
- 11 Выбор допусков размеров, формы и расположения поверхностей
- 12 Смазка редуктора
- 13 Содержание графических материалов

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Приложение А. Исходные данные и результаты расчета зубчатой передачи

Приложение Б. Исходные данные и результаты расчета валов

Приложение В. Исходные данные и результаты расчета подшипников

19.2 Оформление пояснительной записки

Отступы заполняемых полей от рамки листа, а также нумерация страниц автоматически устанавливаются КОМПАСом, поэтому пользователь должен следить за остальными элементами оформления.

Текст набирается шрифтом ГОСТ 2.304-81, который по умолчанию в КОМПАСе обозначен GOST type A высотой 5 мм без сужения с шагом строк 7 мм с выравниванием по ширине страницы, абзацный отступ 17 мм. Можно использовать Times New Roman или Arial 14 размера букв через полтора интервала с теми же параметрами форматирования при наборе текста в MS World.

Форматирование, нумерация составных частей текста, выполнение рисунков и таблиц должно осуществляться в соответствии с ДСТУ 2.105-95

(Общие требования к текстовым документам), который определяет следующие основные требования к оформлению текстовых документов. Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всего документа, обозначенные арабскими цифрами без точки и записанные с абзацного отступа. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Разделы, как и подразделы, могут состоять из одного или нескольких пунктов. Если раздел или подраздел состоит из одного пункта, он также нумеруется. Каждый раздел текстового документа рекомендуется начинать с нового листа (страницы).

Между числом и единицей измерения, между номером раздела и его заголовком, между тире и текстом перечисления должен стоять неразрывный пробел. Это символ пробела, верхний выделенный на рисунке 19.2 (он не обозначается в тексте средней точкой, как обычный пробел в режиме «Символы форматирования»). Открывают меню символов с помощью команды **Ab** «Символ».

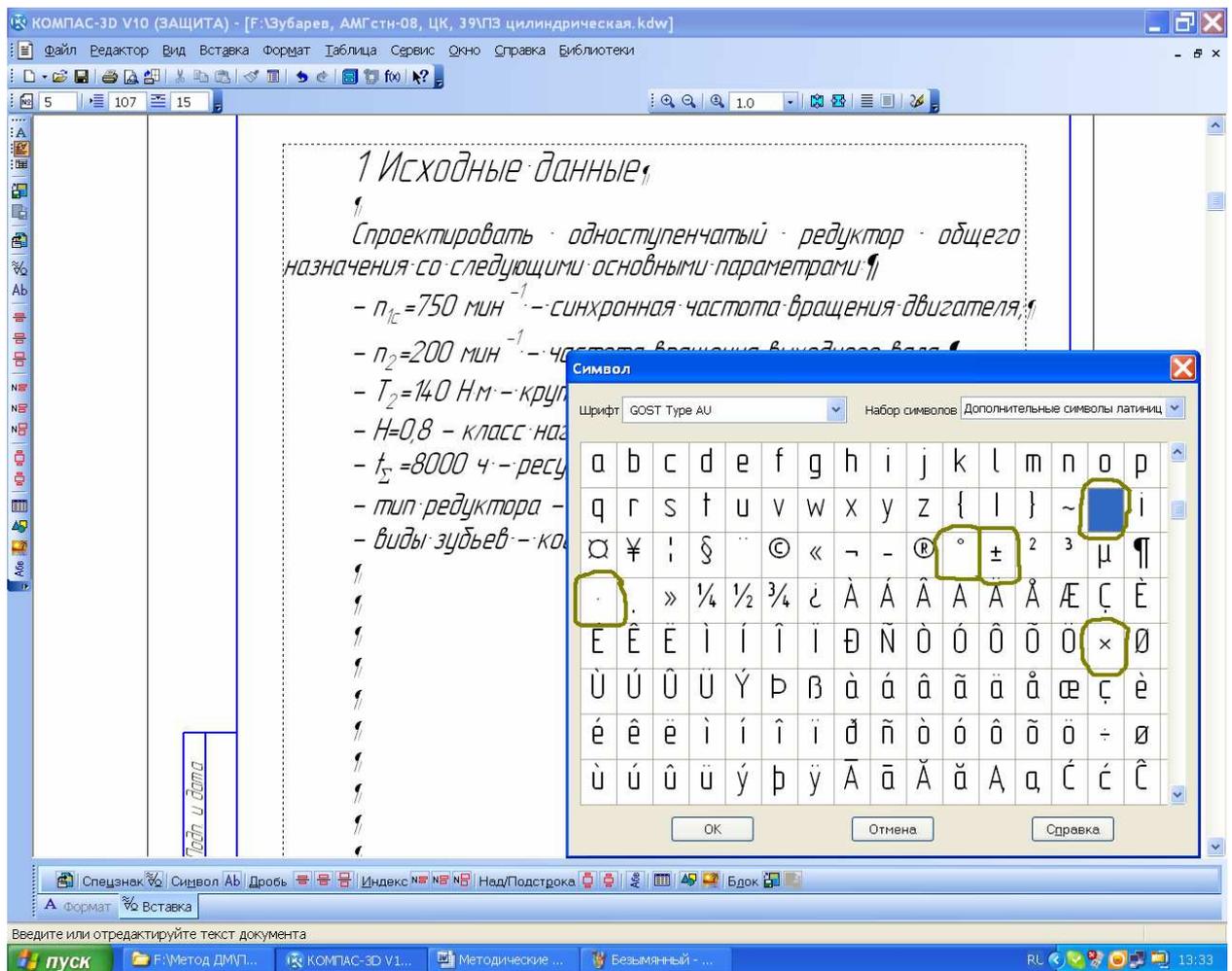


Рисунок 19.2

Для указания градусов «°», знака плюс-минус «±», умножить «×» и умножить-точка в единицах измерения (например, Н·м) или формулах следу-

ет использовать остальные выделенные на рисунке 19.2 символы. В качестве разделителя целой и дробной части числа (десятичной дроби) следует использовать только запятую.

При написании дробей и индексов (верхних и нижних) их следует делать «(нормальной высоты)». Квадратный корень или кубический берут из меню «Спецзнак», а затем «Простановка размеров», как это показано на рисунке 19.3.

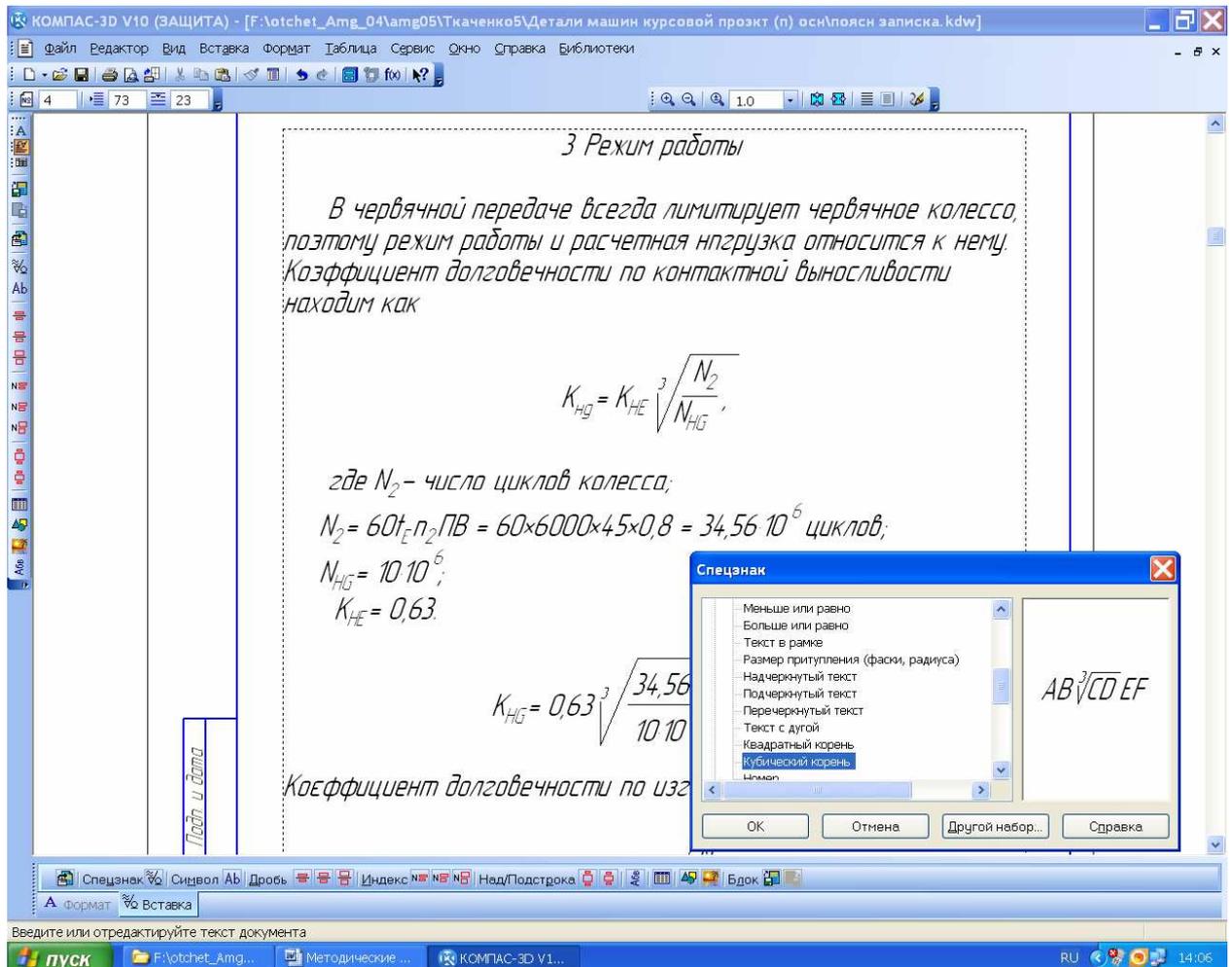


Рисунок 19.3

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Пояснения каждого символа следует начинать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Первая строка пояснения начинается с абзаца со слова «где» без двоеточия после него. Перед формулой и после нее пропускают строку. Формулы располагают по середине страницы, а нумеруют справа в круглых скобках, если на них есть ссылки в тексте. Номер состоит из номера раздела и порядкового номера формулы в разделе.

В тексте могут располагаться короткие формулы (например, $E=mc^2$), но указывать величину отдельных параметров в виде формулы (например, $l=100\text{ мм}$) нельзя. Это следует делать текстуально, например, «длина плеча равна 100 мм», или «расстояние от центра подшипниковой опоры до середины колеса составляет 150 мм». Формулы (длинные) являются продолжением текста, поэтому между ними и текстом стоят такие же знаки препинания, как и в предложениях. Друг от друга формулы отделяют запятой или (чаще) точкой с запятой, а после последней формулы в блоке формул ставят точку. В конце текста перед формулой не ставят двоеточие, если в предложении нет обобщающего слова. Между текстом перед формулой и текстом после ее оставляют по одной пустой строке.



Фрагмент

Рисунки лучше делать в файлах КОМПАС-График формата «Фрагмент» как это описано в п. 8.4 (Рекомендации к построению эюр) сохраняя их в одной папке с файлами курсового проекта, а затем вставлять в нужное место текстового документа, используя меню «Вставка→Фрагмент». Если размеры вставленного фрагмента или его угловое расположение не подходят под замыслы автора, то, выделив курсором фрагмент, нажимают на правую кнопку мышки и в выпавшем контекстном меню выбирают строчку «Параметры вставки» а во вновь выпавшем подменю назначают нужные значения масштаба и угла поворота, как это видно на рисунке 19.4. Можно также вставлять из файлов и точечные (растровые) рисунки стандартных форматов. Подрисуночная надпись должна начинаться со слова «Рисунок» и через пробел содержать номер рисунка, затем через пробел – тире и еще через пробел – название рисунка с заглавной буквы, например, *Рисунок 1 – Вал-шестерня* без точки в конце. Между текстом и рисунком, а также подрисуночной надписью и текстом должна быть пропущена строка. Если на рисунке указаны позиции или другие обозначения, то они должны быть раскрыты между рисунком и подрисуночной надписью. Номер состоит из номера раздела и порядкового номера рисунка в разделе.

Таблицы нумеруют аналогично рисункам, но их заголовок пишется с абзаца перед таблицей, например, *Таблица 1 – Величина радиального зазора* без точки в конце. Между текстом и заголовком таблицы, заголовком и таблицей, а также таблицей и последующим текстом должна быть пропущена строчка. В тексте пояснительной записки допускаются ссылки на данный документ, стандарты, технические условия и другие документы. Ссылаться следует давать на документ в целом или его разделы и приложения. Ссылки на подразделы, пункты, таблицы и иллюстрации не допускаются, за исключением подразделов, пунктов, таблиц и иллюстраций данного документа.

Отдельный список литературы оформляется перед листом регистрации изменений. Ссылки на порядковый номер конкретного литературного источника в списке литературы вводят по тексту арабскими цифрами в квадратных скобках, например, [15].

Последний лист пояснительной записка «Лист регистрации изменений» не заполняется на стадии выполнения проекта, поскольку он предна-

значен для внесения изменений, которые могут возникнуть при изготовлении или модернизации машины в будущем.

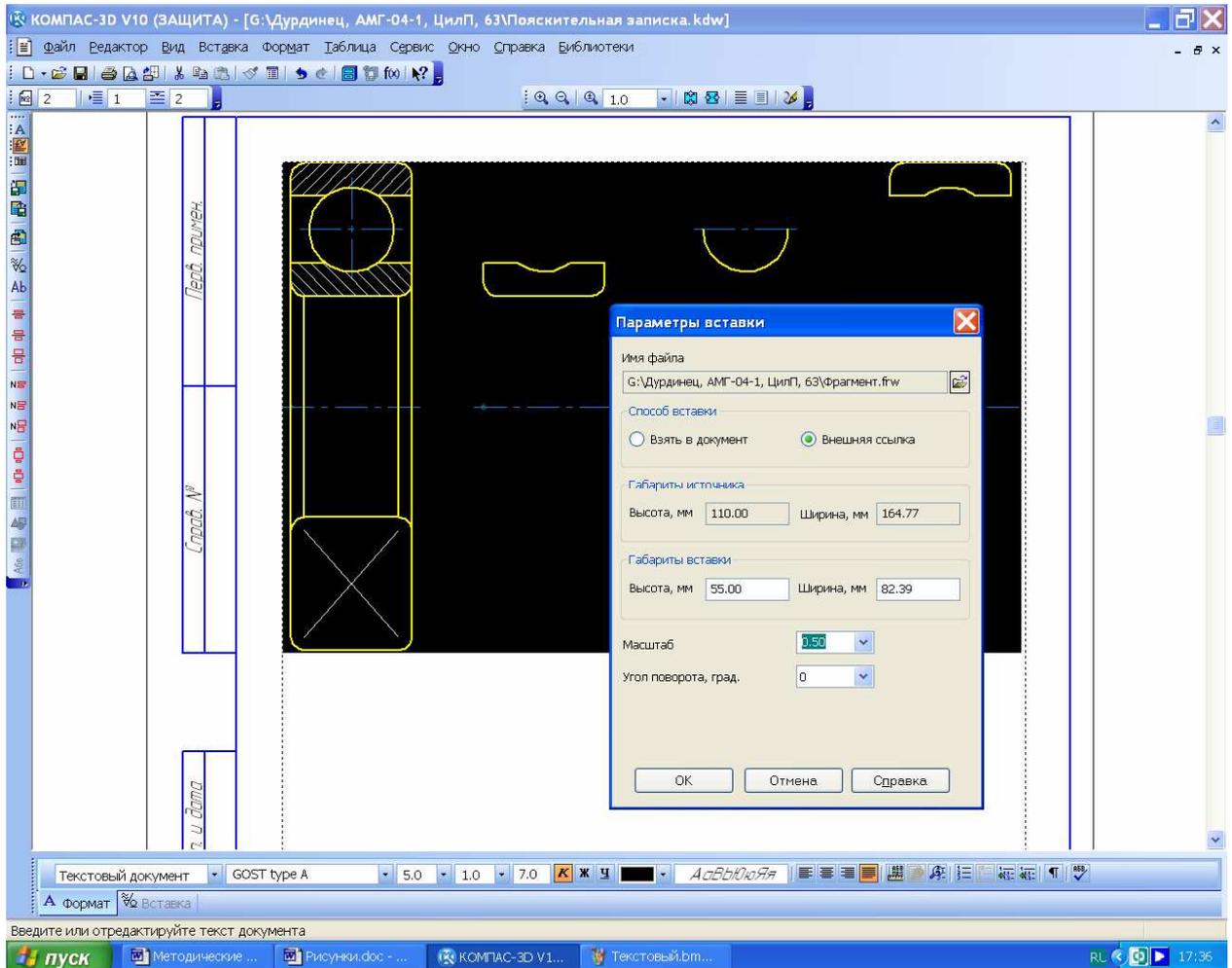


Рисунок 19.4

Заполнение основной надписи (штампа) выполняют аналогично сборочным чертежам и только на первом листе (см. п. 16, Выполнение сборочных чертежей редуктора и его сборочных единиц). Отличие состоит в том, что вместо букв «СБ» в графе «Обозначение» ставят «ПЗ». А вместо фразы «Сборочный чертеж» в «Наименовании», пишут «Пояснительная записка».

Обычно полезно проверить текст на грамматические и орфографические ошибки, используя команду  «Правописание».

20 Подготовка документов к печати и к защите курсового проекта

Для подготовки комплекта чертежей к печати нужно проверить заполнение ячеек (или заново заполнить) «Обозначение» и «Наименование» в меню панели «СВОЙСТВ» трехмерных моделей каждой изготавливаемой детали, подборки и сборки редуктора, а также ячеек «Материалы» у деталей. Файл каждого выполненного чертежа нужно открыть, перестроить и еще раз проверить на достаточность видов, разрезов и сечений, на правильность передачи геометрического изображения трехмерных моделей на чертеже. Иногда КОМПАС допускает ошибки (то ли по вине пользователя, сделавшего некорректные построения, то ли по причине несовершенства программы), которые должны быть выявлены и по возможности устранены, если это ошибки пользователя. Файлы сохраняют с изменениями и закрывают их.

Теперь средствами Windows копируют одновременно все файлы чертежей и снова сохраняют их в ту же папку. К именам файлов добавится слово «Копия». Чертежи будут печататься именно из этих файлов. Каждый файл открывают и разрушают ассоциативную связь с трехмерными моделями, как это видно на рисунке 20.1.

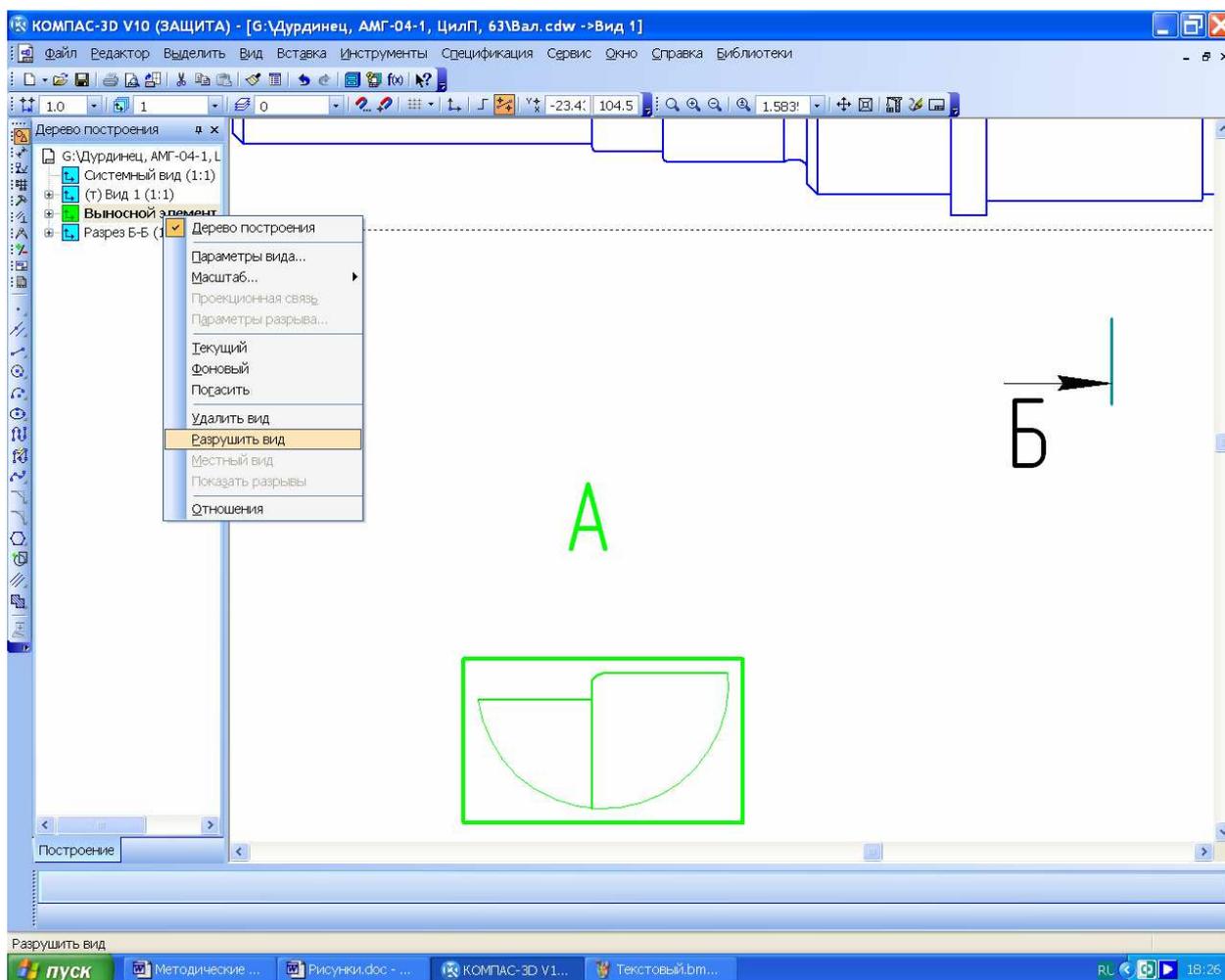


Рисунок 20.1

Затем исправляют те ошибки в изображениях штриховки, зубьев зубчатых колес, местных разрезов, резьбы между сопрягаемыми деталями и др., которые нельзя было исправить в ассоциативных чертежах.

Разрушать связи с трехмерной моделью нужно для каждого вида чертежа в отдельности. Для этого нужно в «Дереве построения» чертежа выделить название вида, нажать правую кнопку мышки и выбрать надпись «Разрушить вид» в выпавшем подменю (см. рисунок 20.1). После подтверждения выполнения операции во вновь выпавшем окне, вид перестает пере-страиваться при изменении трехмерной модели, с которой он был создан. Восстановить ассоциативную связь невозможно.

Далее делают пробную печать. Листы форматом больше А4 и А3 можно распечатать уменьшенными (используя функцию «Сервис→Подогнать масштаб» в меню  «Предварительный просмотр», как это видно на рисунке 20.2) на листах дешевой бумаги формата А4 и А3.

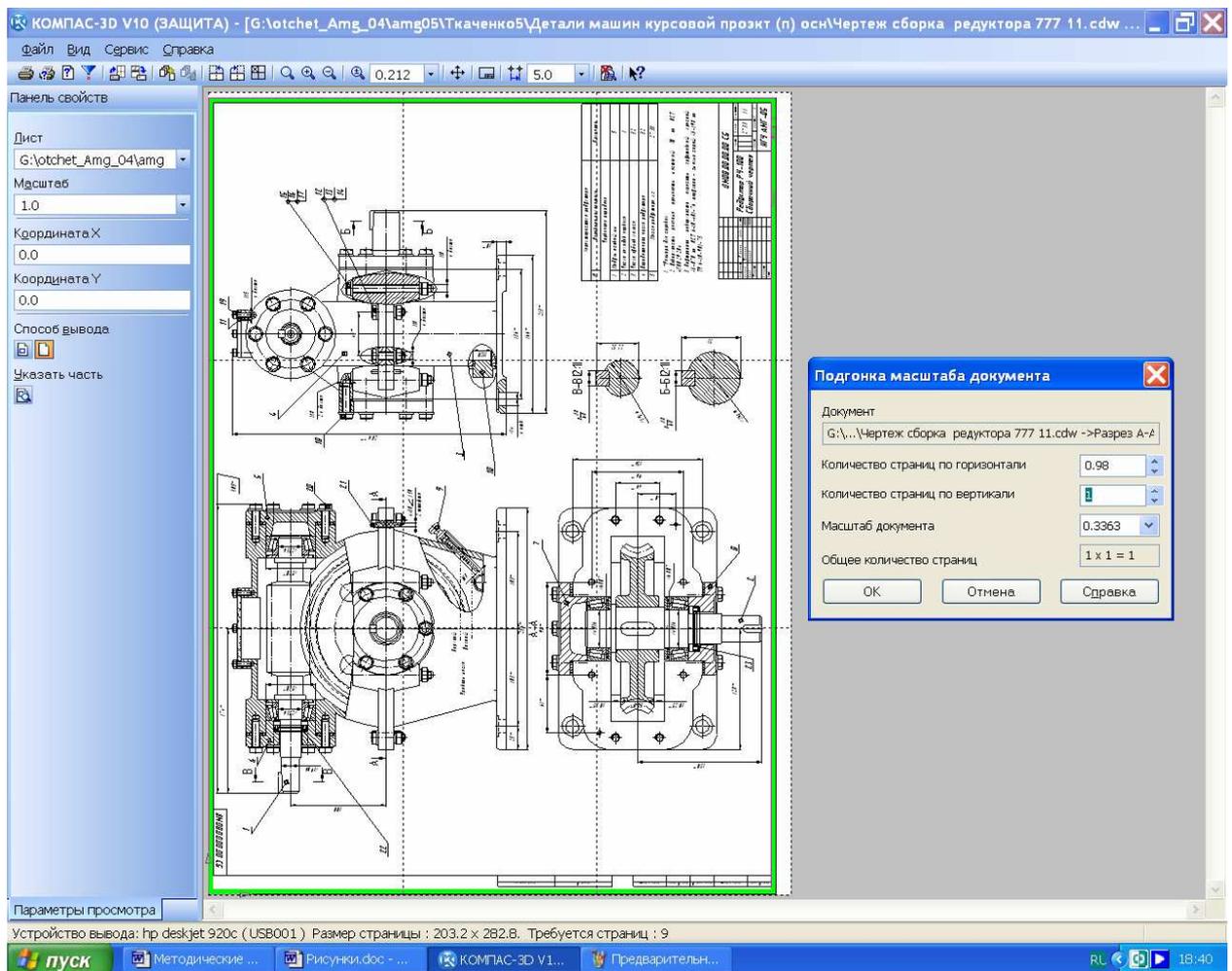


Рисунок 20.2

При печати документов формата А4 и А3 на лазерных принтерах по умолчанию чертеж будет размещаться на четырех листах, чтобы этого не произошло необходимо в меню  «Предварительный просмотр» нажать

на кнопку  «Указать часть», а затем в выпавшей таблице указать «Отступ» по 4 мм или 5 мм с каждой стороны и нажать кнопку «ОК», как это показано на рисунке 20.3.

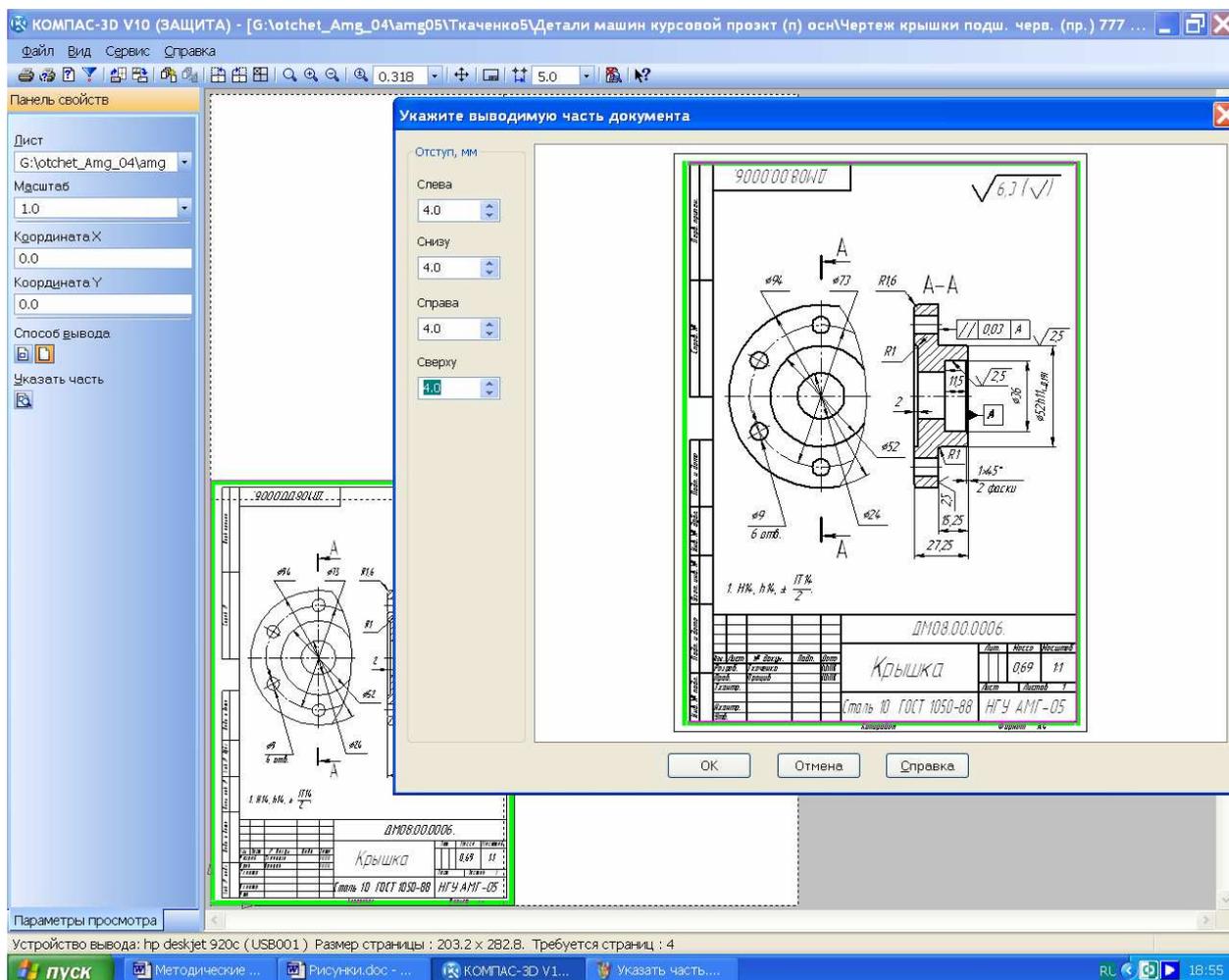


Рисунок 20.3

Печатают так же пояснительную записку и спецификации. В таком виде студент предъявляет комплект документации преподавателю на проверку.

Затем устраняют выявленные преподавателем недостатки и печатают окончательный полномасштабный комплект документации, который снова предъявляют преподавателю для проверки и подписания «К защите».

Получив допуск к защите курсового проекта перед комиссией, студент должен подготовиться давать уверенные ответы на основные вопросы по теме курсового проекта, подобные нижеприведенным.

- 1) Что такое редуктор?
 - 2) Что такое передаточное число редуктора?
 - 3) Какой тип передачи использован в спроектированном редукторе?
 - 4) Перечислить основные характеристики передачи.
 - 5) По каким критериям рассчитывались зубья передачи?
 - 6) По каким критериям рассчитывались валы передачи?
- Возможны и другие вопросы по курсу Детали машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Атлас конструкций механических передач (Приложение к комплексному курсовому проектированию по деталям машин, взаимозаменяемости, стандартизации и техническим измерениям) / Сост.: Ю.Н. Бугай, Ю.Д. Петрина, В.Т. Иваненко, Л.Л. Флорович, – К.: УМК ВО, 1988. – 80 с.

2 Детали машин: Атлас конструкций. Уч. пособие для машиностроительных вузов / В.Н. Беляес, И.С. богатырев, А.В. Буланже и др.; Под ред. д-ра техн. наук проф. Д.Н. Решетилова. – 4-е изд., пере раб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с., ил.

3 Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Козинцев Б.С., Боков К.Н., Ицкович Г.М., Чернилевский Д.В. Проектирование механических передач: Учеб.-справ. пособие. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

4 Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001.

5 Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.

6 Курсовое проектирование деталей машин: Справ. пособие. В 2 т. / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др. – Мн.: Выш. школа, 1982.

7 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985 – 416 с., ил.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

А

Азбука КОМПАС, 194
Архимедов червяк, 93
Ассоциативные виды, 177, 181

Б

База
 изгибных напряжений, 18
 контактных напряжений, 18
Библиотека крепежа для КОМПАС-3D,
 173
Библиотека Стандартные изделия, 92

В

Варианты заданий, 8
Вероятная радиальная реакция, 133
Вид по стрелке, 180
Внешнее конусное расстояние, 40
Вспомогательный эскиз, 153
Выбор объектов, 174
Вязкость смазки, 187

Г

Грузоподъемность
 динамическая, 133
 статическая, 135

Д

Дерево Модели, 78
Деталь, 97
Диаметр
 вала в опасном сечении, 127
 вершин витков червяка, 57
 вершин зубьев конического колеса, 47
 вершин зубьев червячного колеса, 58
 впадин витков червяка, 57
 впадин зубьев конического колеса, 47
 впадин зубьев червячного колеса, 58
 выходного конца вала, 105
 делительного конуса шестерни, 44
 делительный цилиндрического колеса, 33
 делительный червяка, 56
 делительный червячного колеса, 58
 наибольший червячного колеса, 58
 начальный червяка, 57
 окружности вершин цилиндрического
 колеса, 33
 окружности впадин цилиндрического
 колеса, 33
 основания делительного конуса, 39
До поверхности, 112

Добавить базовый объект, 196
Долговечность, 134
Дополнительные элементы ступени, 77
Допускаемые напряжения
 изгибные, 19
 контактные, 19

Е

ЕСКД, 179

И

Изгибная жесткость, 130

К

КОМПАС ShaftCalc, 150
КОМПАС-SHAFT 2D, 67
КОМПАС-SHAFT 3D, 78
КОМПАС-График, 189, 204
Компоновочная схема, 10, 106
Контекстное меню
 Включить в расчет, 104
Контекстное меню
 Включить в расчет, 104
 Исключить из расчета, 104
Коэффициент
 безопасности по изгибным напряжениям,
 19
 безопасности по контактными
 напряжениям, 19
 диаметра, 56
 долговечности, 18
 осевой нагрузки, 136
 радиальной нагрузки, 136
 смещения, 30, 42, 56
 ширины, 20, 59
 эквивалентности режима работы, 17
КПД
 одноступенчатого редуктора, 11
 привода, 11
Крутящий момент, 11

Л

Лист, 182
Лист регистрации изменений, 204

М

Материалы
 для изготовления конических колес, 36
 для изготовления цилиндрических колес,
 14
 для изготовления червячной передачи, 49
Межосевое расстояние

цилиндрической передачи, 27
 червячной передачи, 54
 Менеджер библиотек, 68
 Многоугольник, 179
 Модуль
 внешний торцевой, 43
 нормальный в среднем сечении, 43, 45
 нормальный цилиндрического колеса, 28
 червячного колеса, 56
 Момент
 изгибный, 126
 эквивалентный, 127
 Мощность на червяке, 62

Н

На расстояние, 112
 Напряжения растяжения, 174
 Настройка спецификации, 194
 Новый чертеж из модели, 176

О

Обозначение позиций, 188
 Обозначения документа, 187
 Операция
 Булева операция, 168
 вращения, 81
 Выдавливание, 158
 Выносной элемент, 178, 179
 Вырезать вращением, 165
 Вырезать выдавливанием, 84
 Вырезать кинематически, 95
 Диаметральный размер, 190
 Добавить из файла, 101
 Допуск формы, 191
 Кинематическая операция, 161
 Кривая Безье, 180
 Линейные размеры, 190
 Массив по концентрической сетке, 85
 Местный вид, 178
 Местный разрез, 178
 Оболочка, 166
 Окружность, 109
 Операция по сечениям, 162
 Переместить компонент, 102
 Плоскость под углом к другой плоскости, 97
 Повернуть компонент, 102
 Поворот, 90
 Предварительный просмотр, 207
 Преобразования в NURBS, 179
 Проекционный вид, 178
 Разрез/сечение, 178
 Ребро жесткости, 164
 Редактирование сборки, 101
 Редактирования на месте, 168
 Сечение поверхностью, 104

Смещенная плоскость, 93
 Создать деталь, 112
 Создать сборку, 112
 Спроецировать объект, 84
 Угловые размеры, 190
 Уклон, 163
 Усечь кривую, 90
 Условное обозначение резьбы, 162
 Шероховатость, 190
 Эллипс, 179
 Ошибка построения, 150

П

Панель
 Вспомогательная геометрия, 85, 88
 Геометрия, 95, 109
 Измерения 3D, 150
 Размеры, 183
 Редактирование, 82
 Свойства, 66
 Сопряжения, 102
 Элементы оформления, 162
 Параметризация, 131
 Параметры новых листов, 182
 Передаточное число редуктора, 10
 Погасить, 177
 Подшипник
 радиально-упорный, 137
 радиальный, 133
 упорный, 140
 Подшипники, 144
 Позиционирование, 109
 Показывать, 178
 Пояснительная записка, 7, 199
 Приложение нагрузки, 145
 Проекционная связь, 181
 Произвольный вид, 177
 Простые ступени, 143

Р

Рабочий чертеж, 189
 Разметка страниц, 194
 Разрушить вид, 207
 Рамки выключенных видов, 178
 Рассчитывать позиции, 194
 Расчет подшипников, 150
 Расчетный шаг червяка, 57
 Ресурс. См. Долговечность
 Ресурс работы. См. Долговечность
 Ряд
 главных параметров редукторов, 27
 предпочтительных чисел, 27

С

Сборка, 97
 Сборочные единицы, 196

Сборочный чертеж, 187

Сила

- консольная, 35
- окружная конической передачи, 47
- окружная на червяке, 64
- окружная цилиндрической передачи, 34
- осевая конической передачи, 47
- осевая на червяке, 64
- осевая цилиндрической передачи, 34
- радиальная конической передачи, 48
- радиальная на червяке, 64
- радиальная цилиндрической передачи, 34
- разрывная, 175

Символ, 202

Скругление, 110

Смещение исходного контура. См.

Кoeffициент смещения

Сопряжение

- На расстоянии, 103
- Совпадение объектов, 103
- Соосность, 111

Сохранить модель и выйти, 148

Спецзнак, 203

Спецификация, 7, 194

Стандартные виды, 177

Степень точности передачи, 21

Сформировать отчет, 146

Т

Таблица, 191

Таблица параметров, 77

Текстовый документ, 199

Текстовый шаблон, 186

Температура нагрева, 62

Технические требования, 186

Титульный лист. ГОСТ 2.105-95, 199

У

Угол

- делительного конуса, 44
- наклона зубьев, 29
- наклона линии зуба, 43

Указать часть, 208

Ф

Файл

двухмерного чертежа, 7

трехмерной модели, 7

Фаска, 110

Фрагмент, 68

Х

Ход витка червяка, 57

Червяк цилиндрической червячной передачи, 92

Червячное колесо цилиндрической червячной передачи, 92

Чертеж, 68

Чертежная документация, 7

Число заходов червяка, 54

Число зубьев

- колеса конической передачи, 41
- колеса цилиндрического, 30
- червячного колеса, 55
- шестерни цилиндрической, 29

Ш

Шестерня

конической передачи с прямыми зубьями, 80

Шестерня конической передачи с круговыми зубьями, 80

Ширина

- венца червячного колеса, 59
- колеса цилиндрической передачи, 27
- шестерни, колеса конической передачи, 40

Шпонка, 132

Шпоночный паз под призматическую шпонку, 78

Э

Эвольвентный зуб червяка, 96

Эквивалентная динамическая нагрузка, 140

Электродвигатель приводной, 11

Электродвигателя

- номинальная мощность, 12
- синхронная частота вращения вала, 12

Элементы корпусных деталей, 157

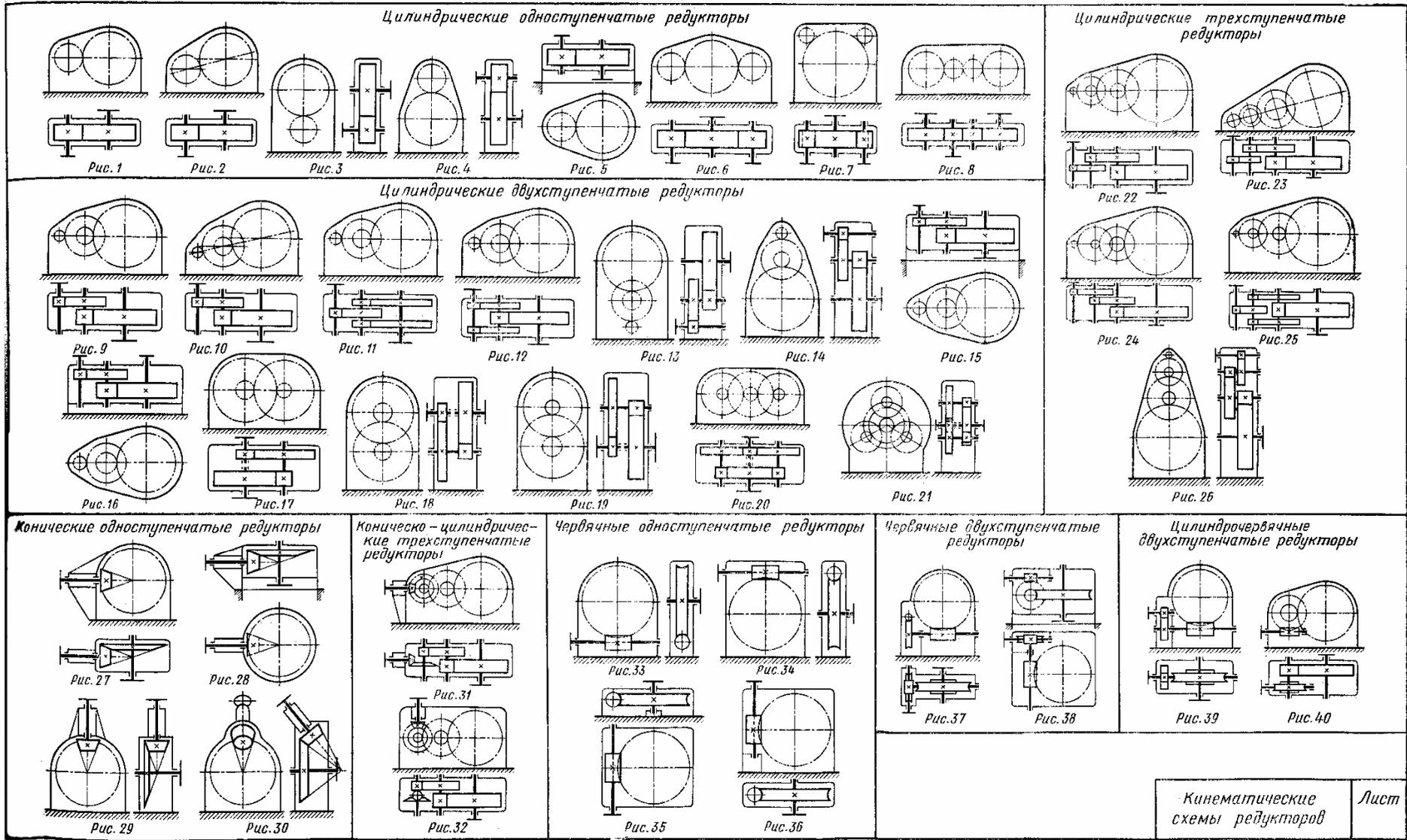
Элементы механических передач, 68

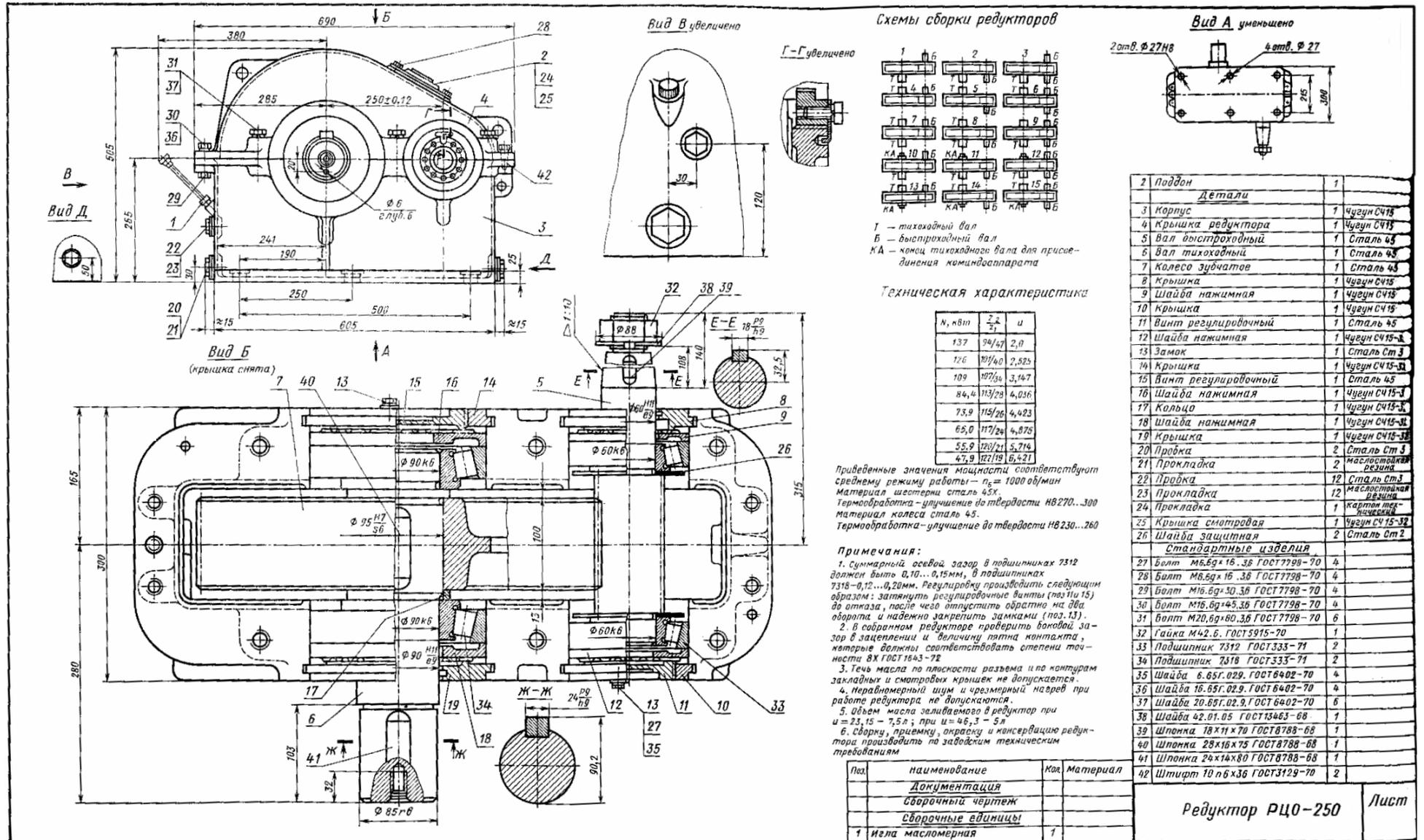
Эпюра, 120

Эскиз, 109

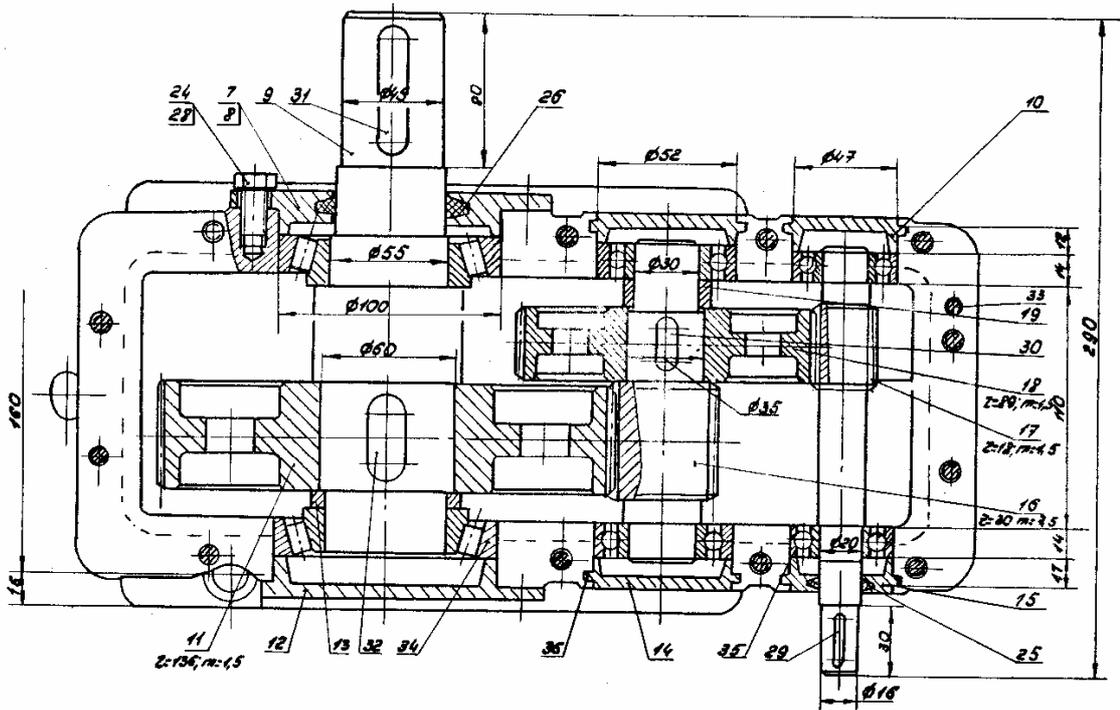
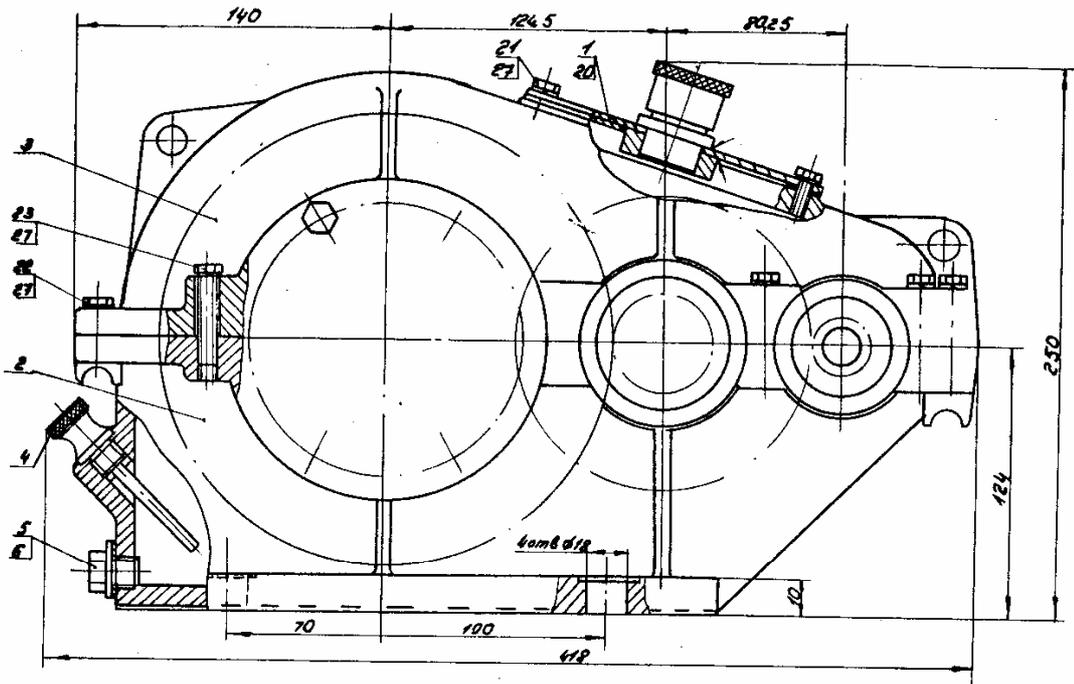
Приложение А. Варианты компоновки одноступенчатых редукторов

ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ, КОНИЧЕСКИЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ РЕДУКТОРЫ





02.000.00.20.11X-1050



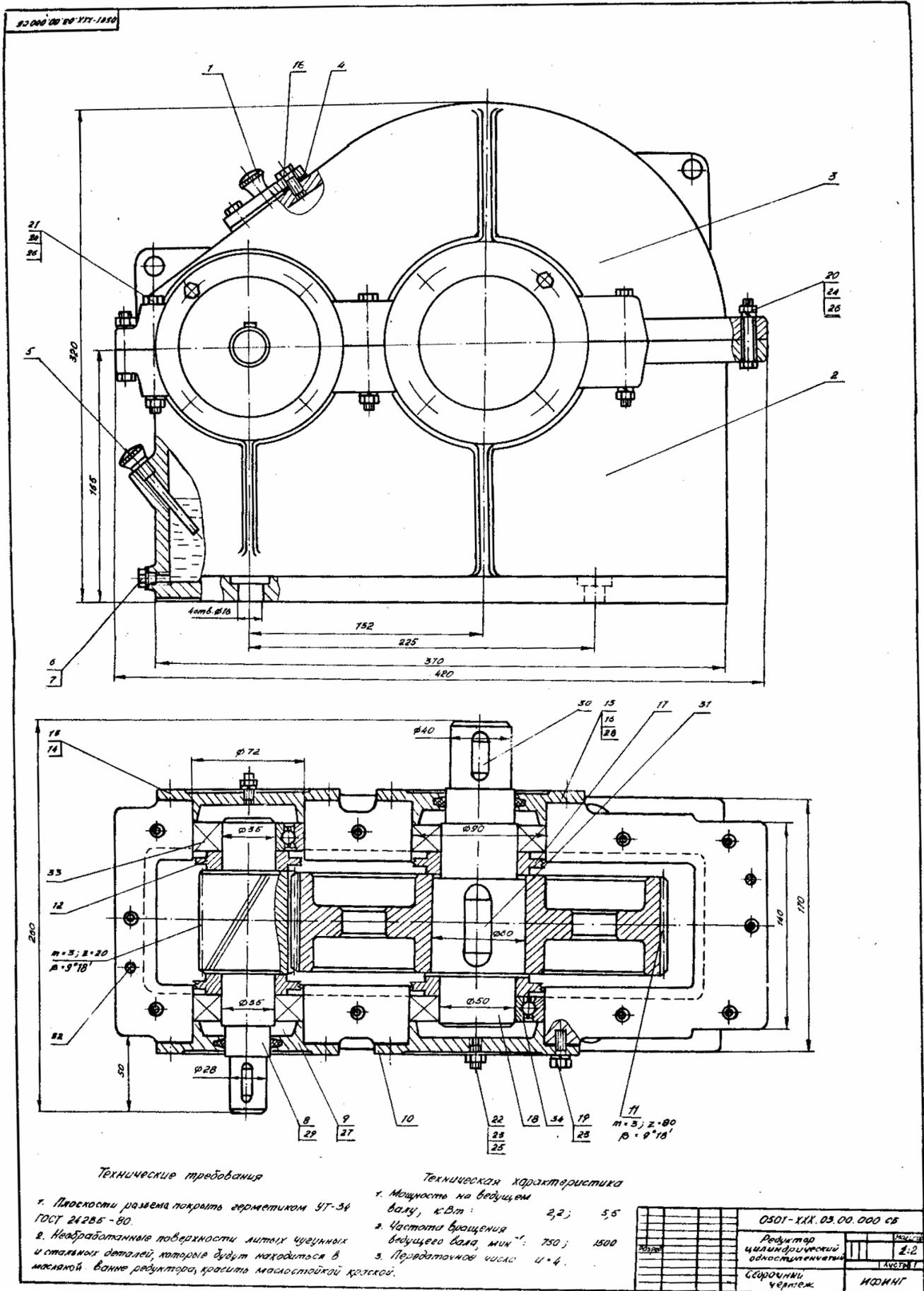
Технические требования

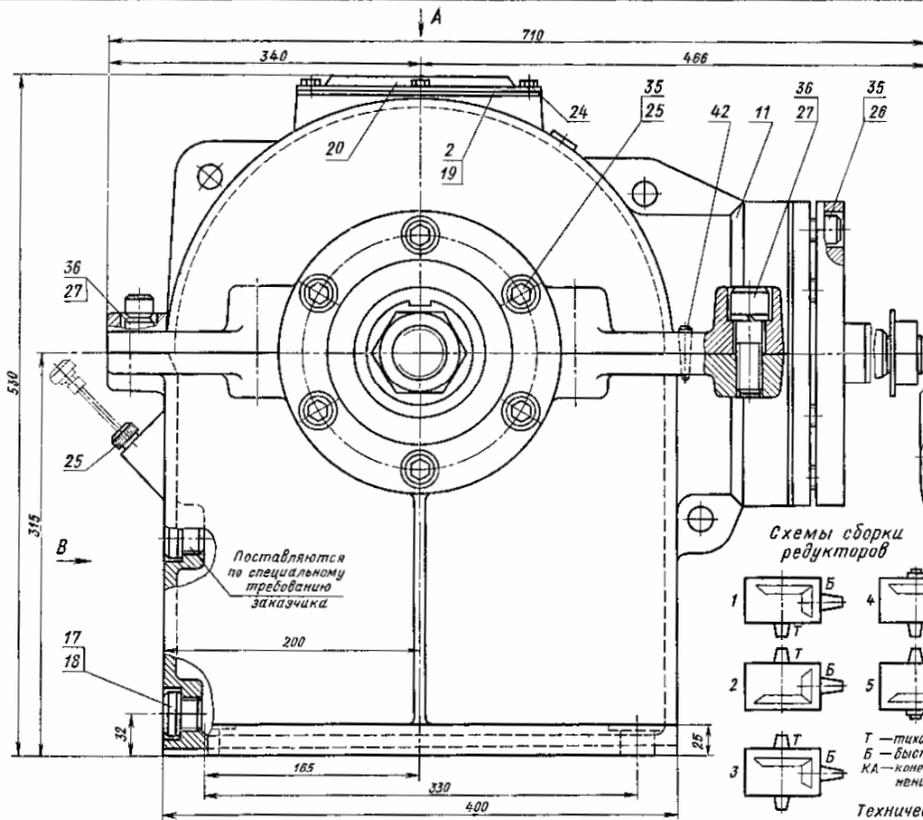
1. Поверхность развеса перед окончательной сборкой покрыть герметиком. V-30M ГОСТ 13489-79
2. В корпус редуктора залить масло индустриальное И-30А ГОСТ 20789-75 до верхней риски на маслоуказателе поз. 4.

Техническая характеристика

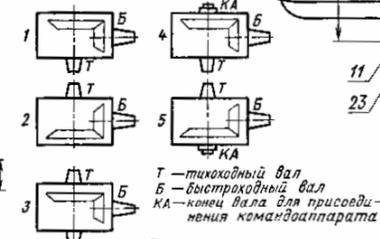
1. Мощность на ведущем валу, кВт: 0,3; 1,5
2. Частота вращения ведущего вала, мин⁻¹: 1000; 1500
3. Передаточное число: 11-22,4

0501-11X.02.00.000 СБ	
Редуктор	ЛАН
цилиндрический	1:2
муфта	ИЧЕТВ
Сборный чертеж	ИЧЕТВ





Схемы сборки редукторов



Техническая характеристика

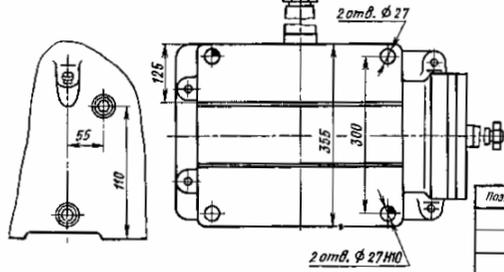
Н в кВт	$\frac{z_2}{z_1}$	η
46,2	41/13	3,154
34,2	48/12	4,00
23,6	54/11	4,909
15,6	63/10	6,30

Приведенные значения мощности соответствуют непрерывному режиму работы, $n_b = 1000$ об/мин.

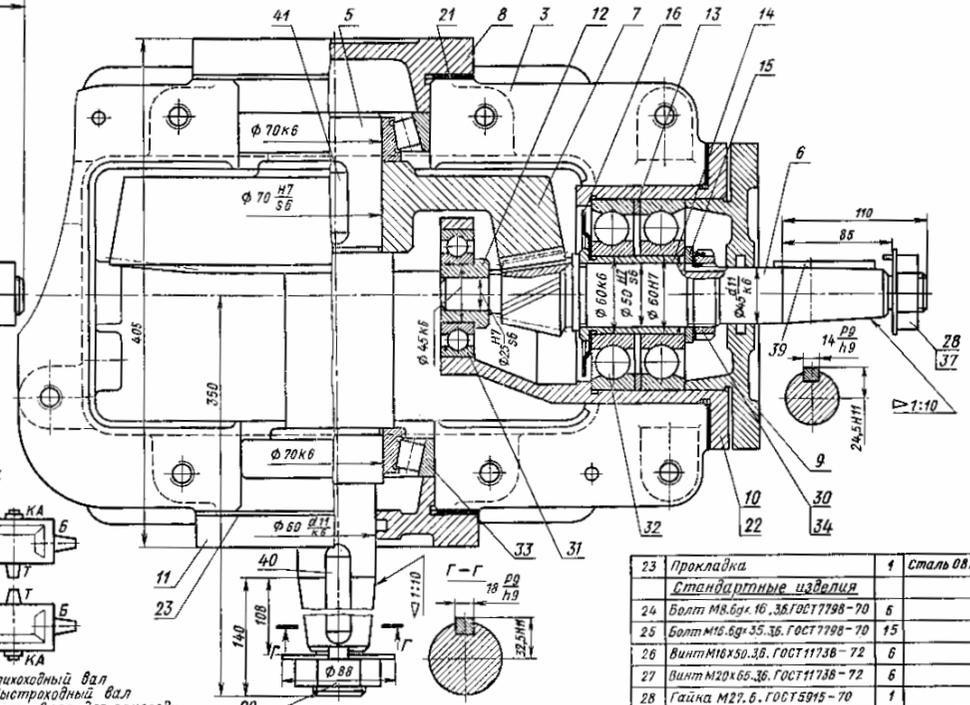
Примечания:

1. Материал шестерни - сталь 30ХГТ. Термобработка - цементация на глубину 1,1-1,2 мм с последующей закалкой до твердости НРС 55...60.
2. Материал колеса - сталь 45Х. Термобработка - улучшение до твердости НВ 270...300.
3. Зацепление с круговыми зубьями $\beta_{cp} = 35^\circ$

Вид В уменьшено Вид Б уменьшено



Вид А крышка снята



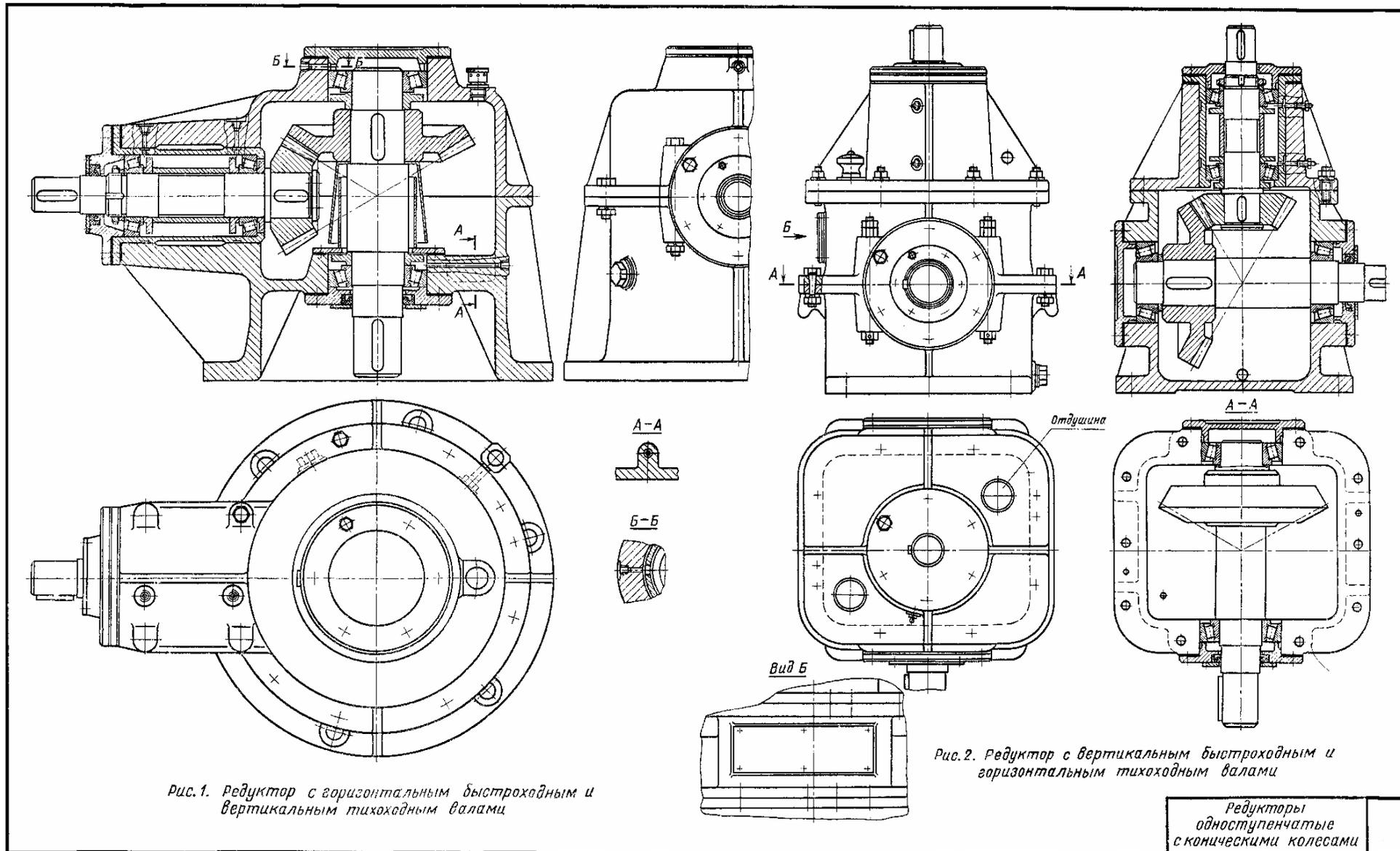
6	Вал-шестерня	1	Сталь 30ХГТ
7	Колесо зубчатое	1	Сталь 45Х
8	Крышка глухая	1	Чугун СЧ45-39
9	Крышка	1	Чугун СЧ45-52
10	Стакан	1	Сталь 45
11	Крышка	1	Чугун СЧ45-32
12	Втулка	1	Сталь 45
13	Кольцо	1	Сталь Ст 3
14	Втулка	1	Сталь 45
15	Кольцо	1	Сталь Ст 3
16	Шайба защитная	1	Сталь Ст 3
17	Пробка	1	Сталь Ст 3
18	Прокладка	1	картон технический
19	Крышка смотровая	1	Чугун СЧ45-32
20	Прокладка	1	картон технический
21	Прокладка	1	Сталь 08кп
22	Прокладка	1	Сталь 08кп

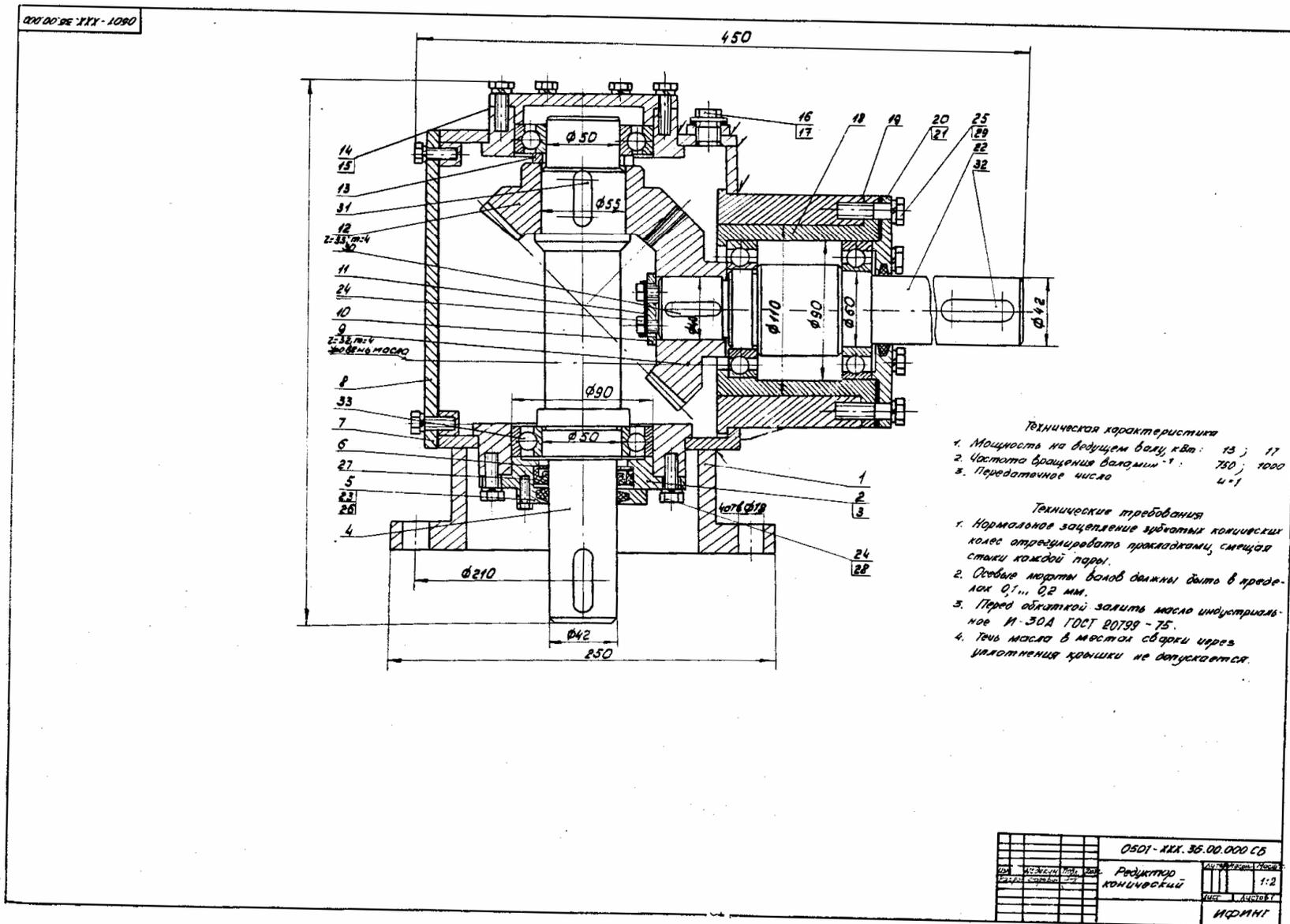
23	Прокладка	1	Сталь 08кп
Стандартные изделия			
24	Болт М8.8х16.38 ГОСТ 7798-70	6	
25	Болт М16.8х35.36 ГОСТ 7798-70	15	
26	Винт М16х50.36 ГОСТ 11738-72	6	
27	Винт М20х65.36 ГОСТ 11738-72	6	
28	Гайка М27.6. ГОСТ 5915-70	1	
29	Гайка М42.6. ГОСТ 5915-70	1	
30	Гайка арched М45. ГОСТ 11827-78	1	
31	Подшипник 10309 ГОСТ 8338-75	1	
32	Подшипник 66412 ГОСТ 831-75	2	
33	Подшипник 7314 ГОСТ 333-71	2	
34	Шайба 42.01.05. ГОСТ 11892-73	1	
35	Шайба 16.65Г.029. ГОСТ 6402-70	21	
36	Шайба 20.85Г.029. ГОСТ 6402-70	6	
37	Шайба 22.01.05. ГОСТ 13463-68	1	
38	Шайба 42.01.05. ГОСТ 13463-68	1	
39	Шпонка 12х8.80 ГОСТ 6788-68	1	
40	Шпонка 18х11х60 ГОСТ 6788-68	1	
41	Шпонка 20х12х55 ГОСТ 6788-68	1	
42	Штифт 10х6х36 ГОСТ 3128-70	2	

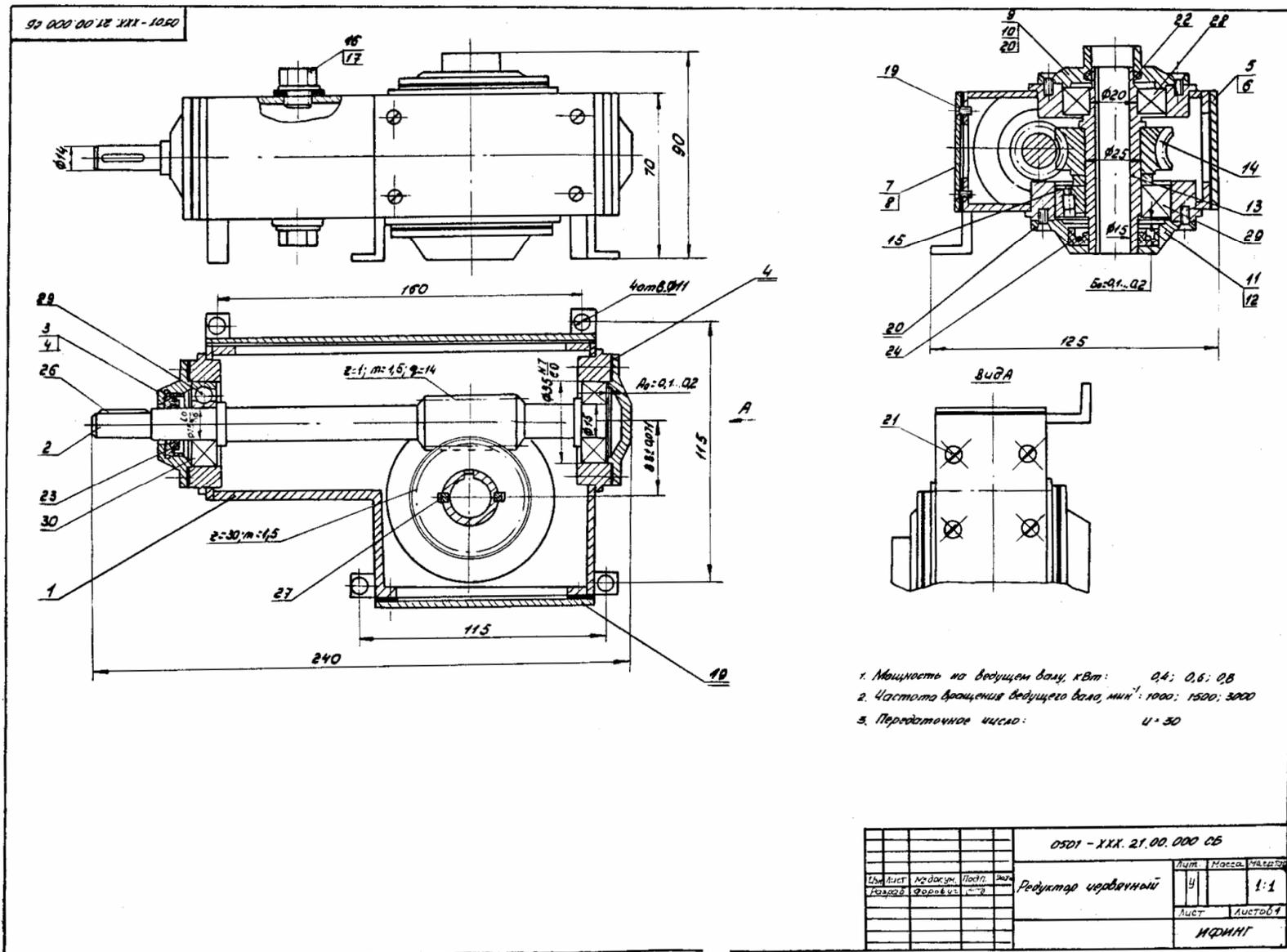
Редуктор конический К-355

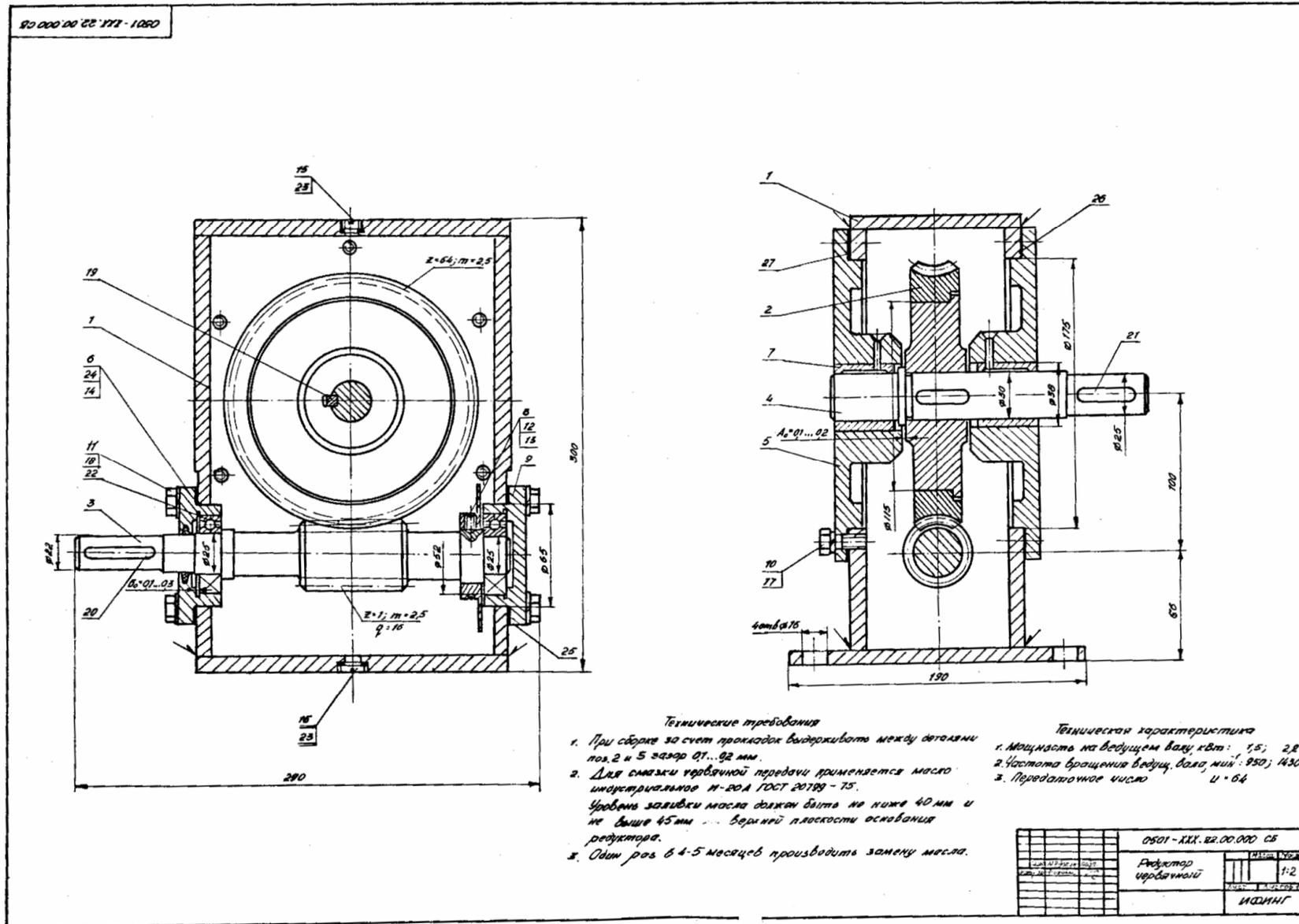
Лист

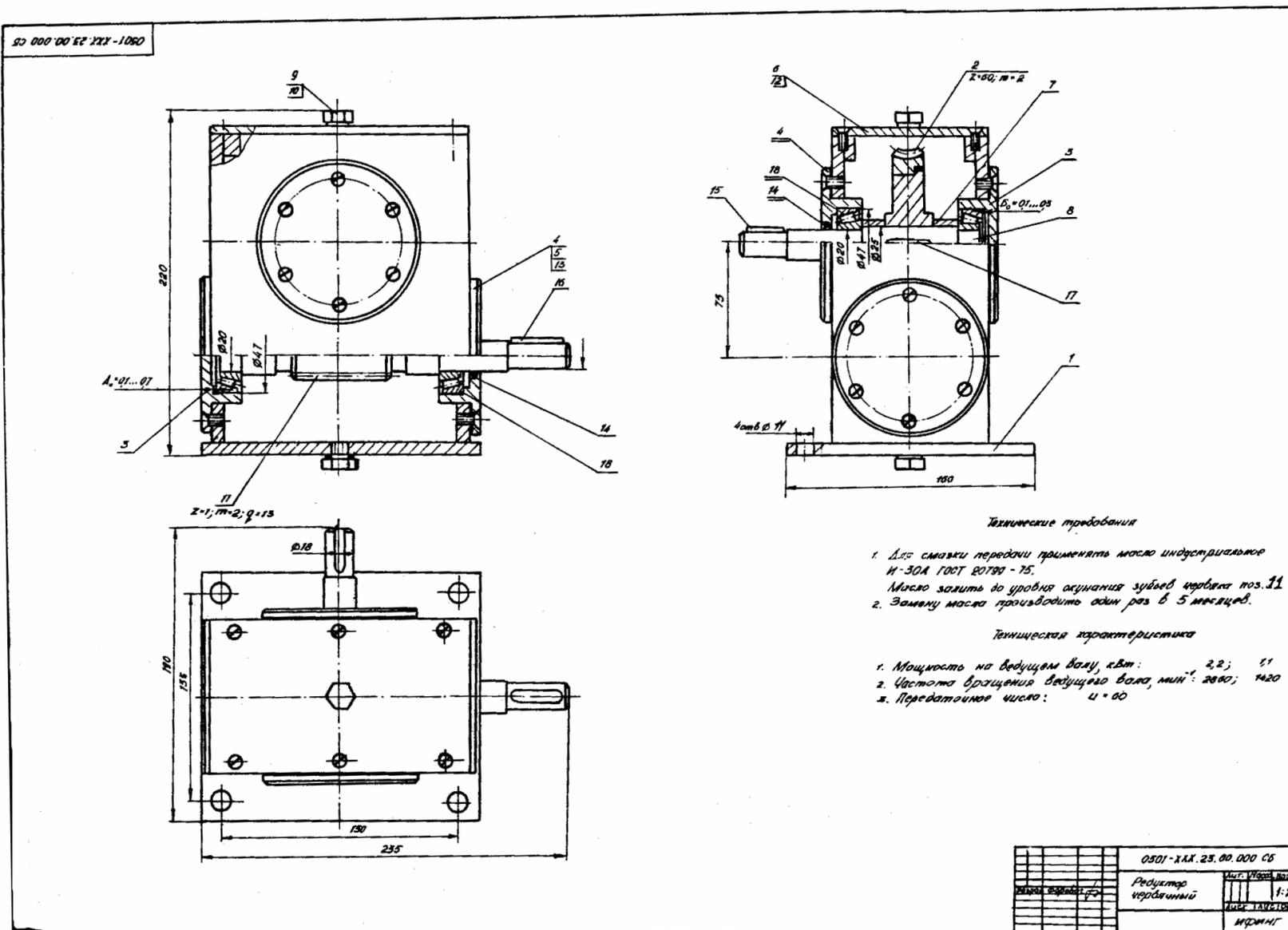
Поз.	Наименование	Код	Материал	2	Поддон	1
	Документация					
	Сборочный чертёж					
	Сборочные единицы					
1	Маслоуказатель	1				

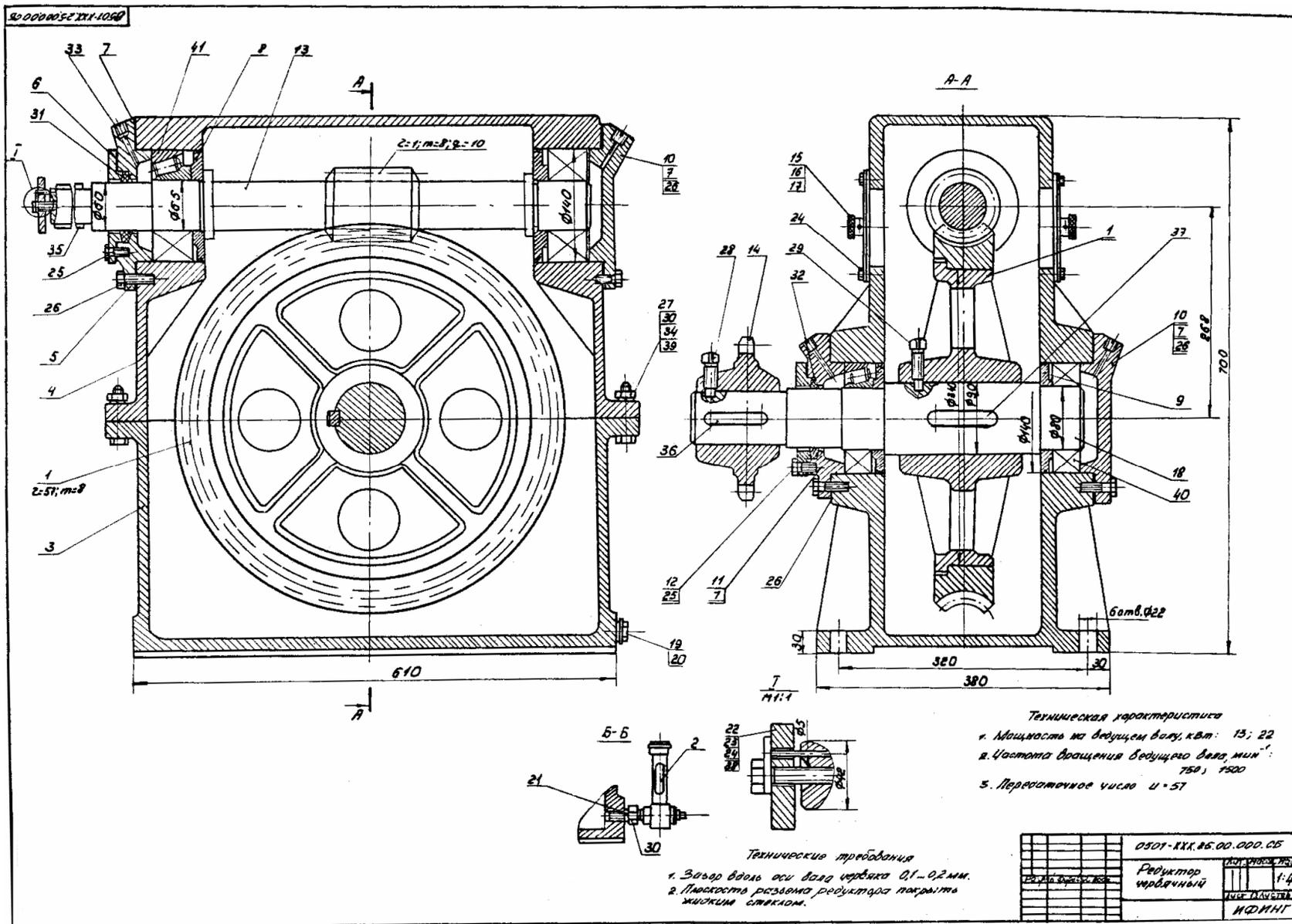


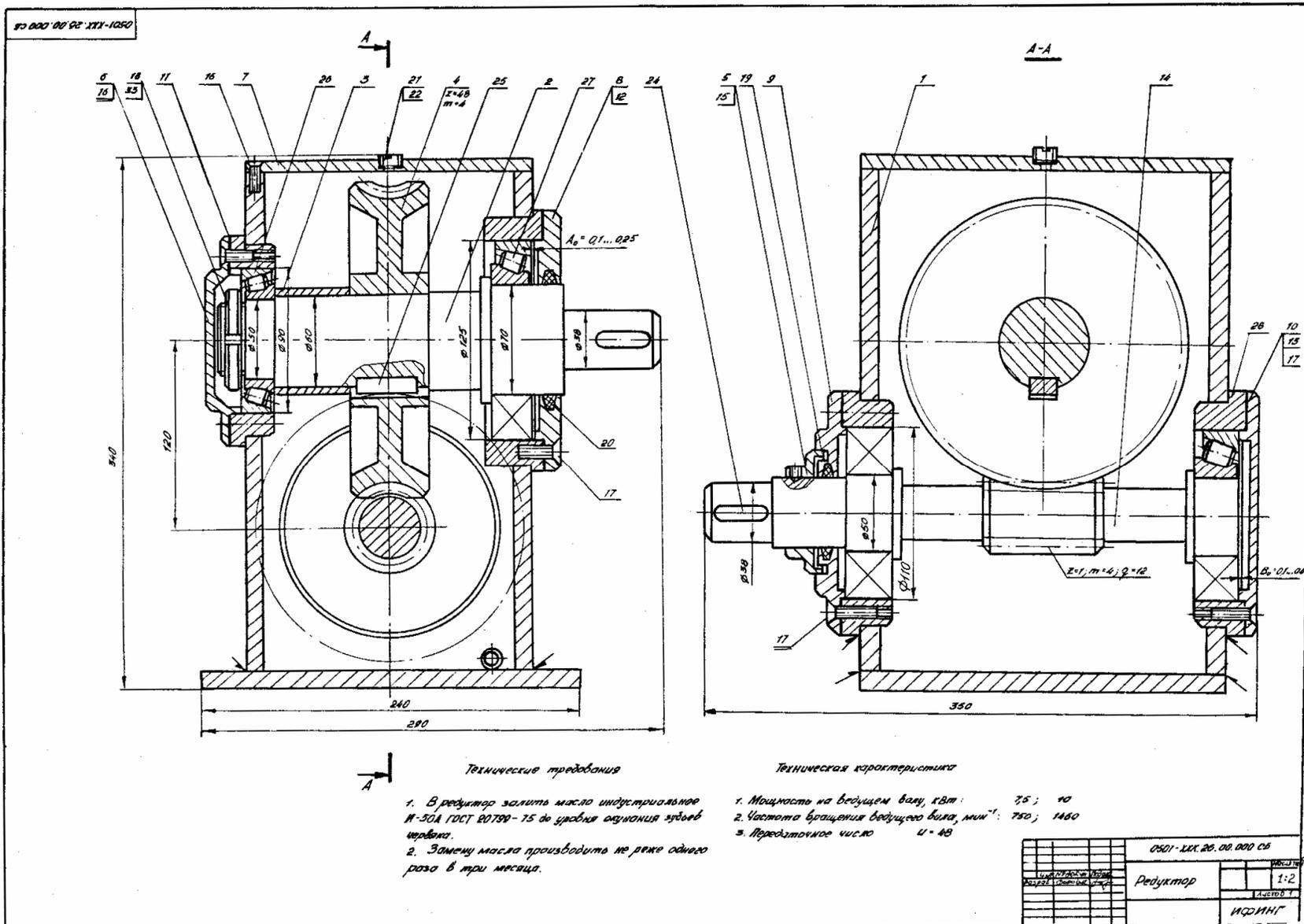


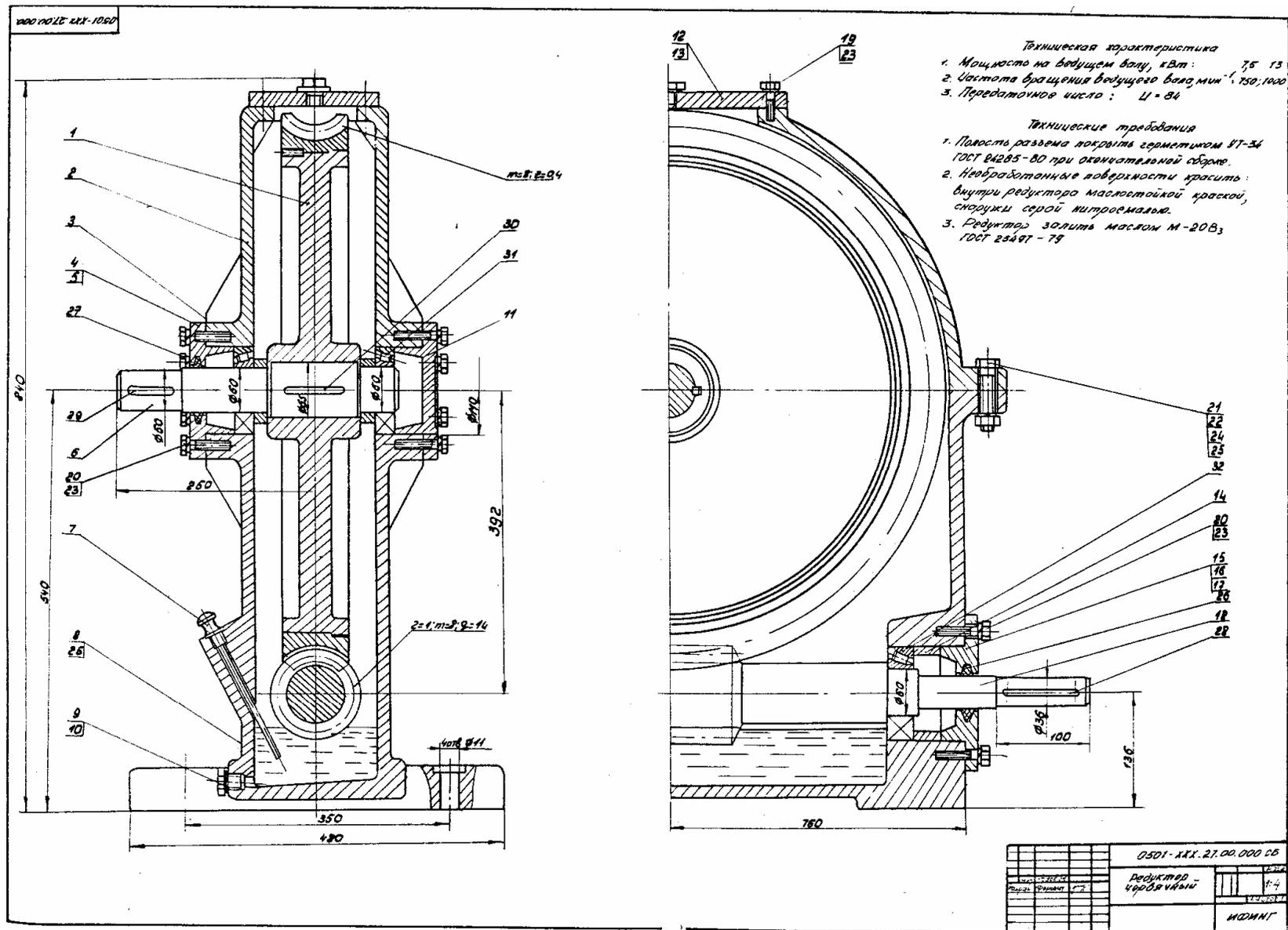


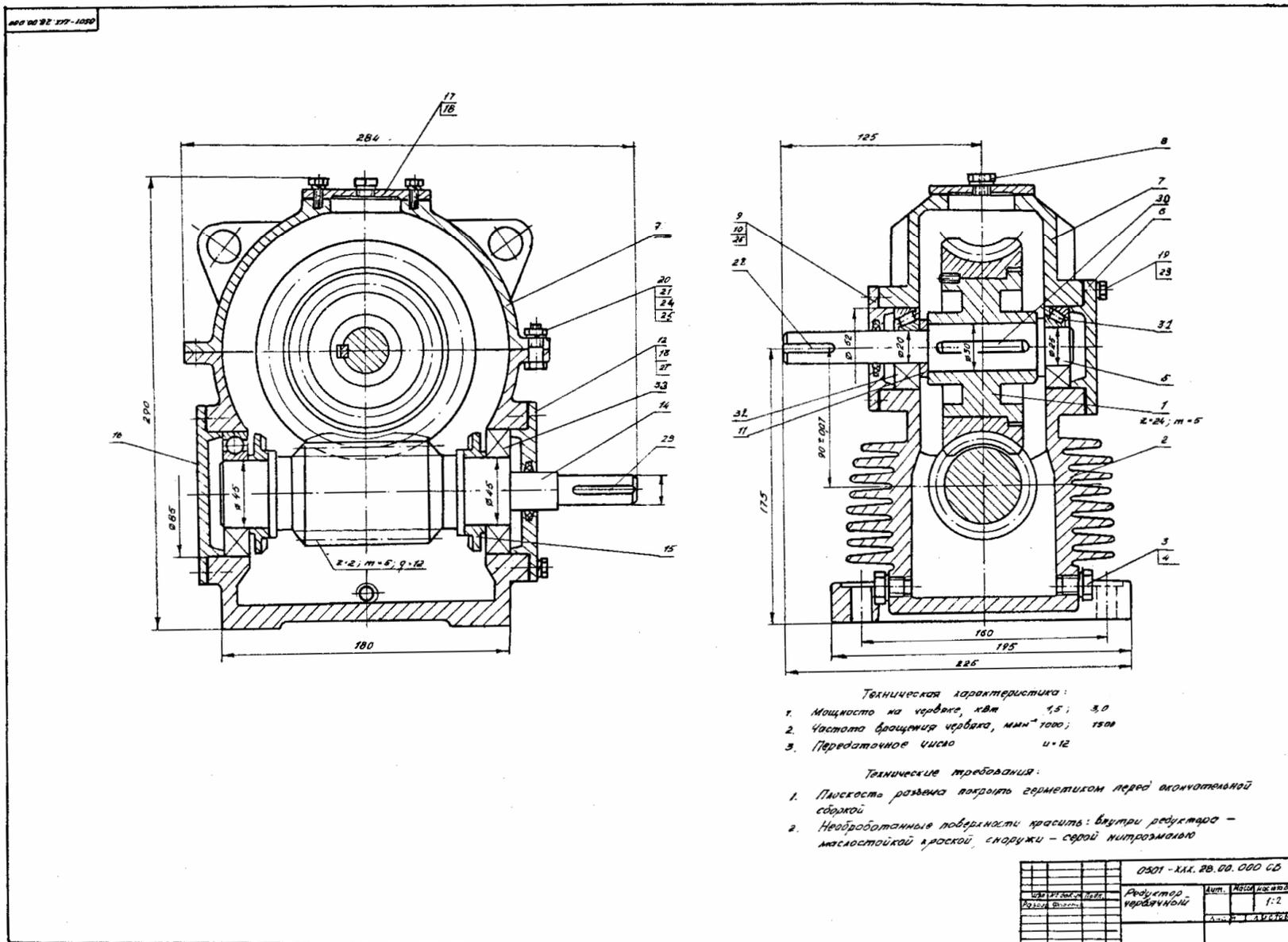


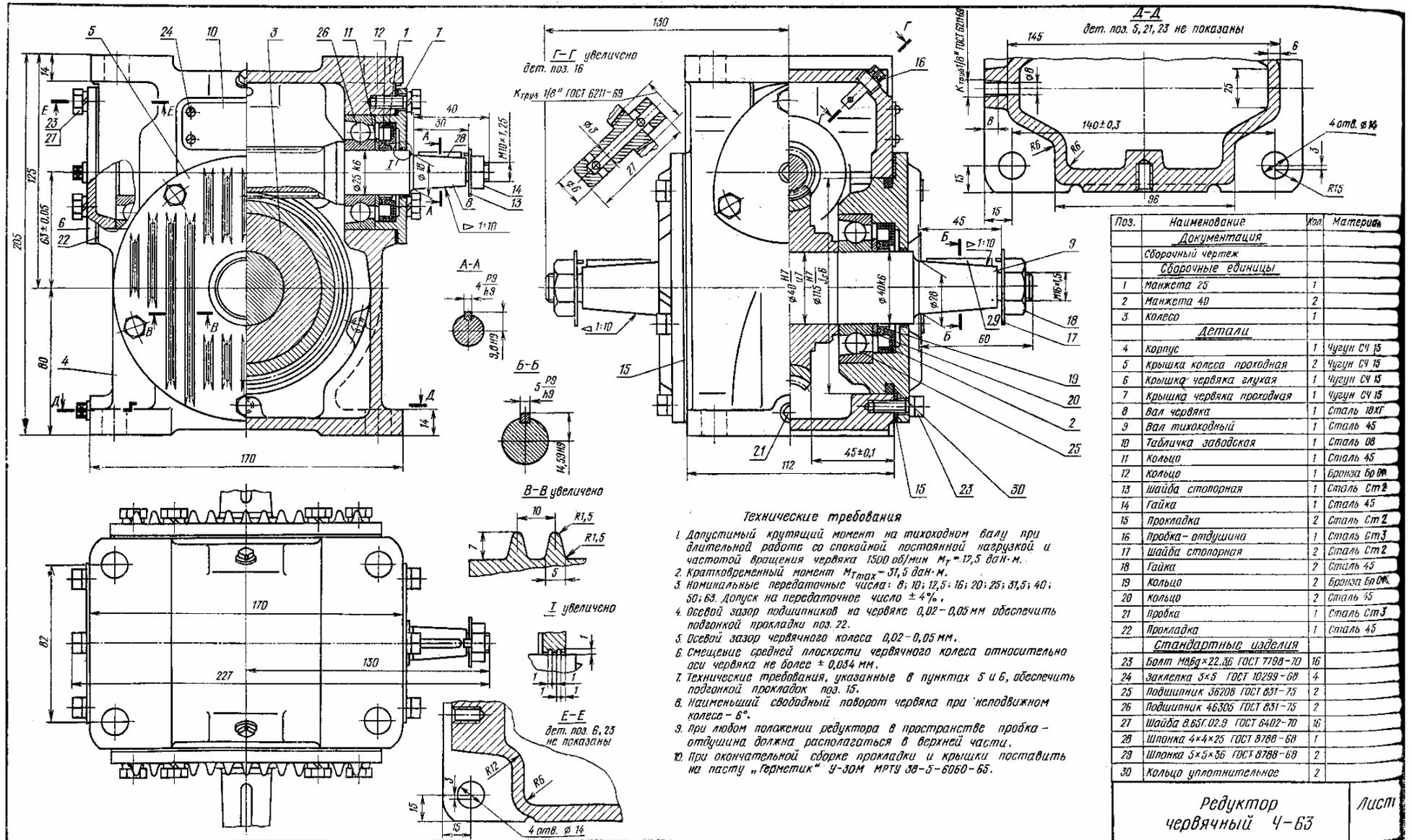


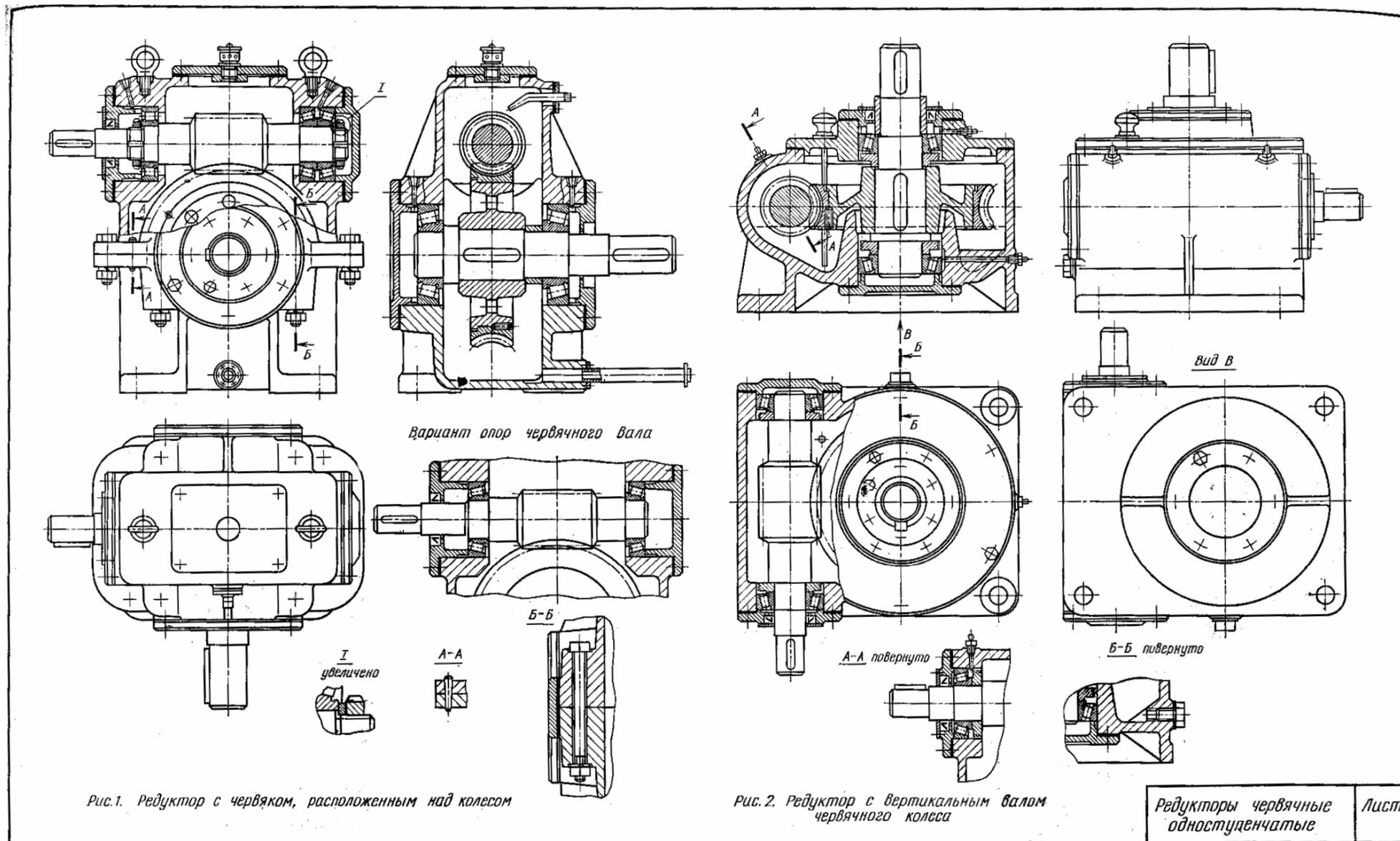












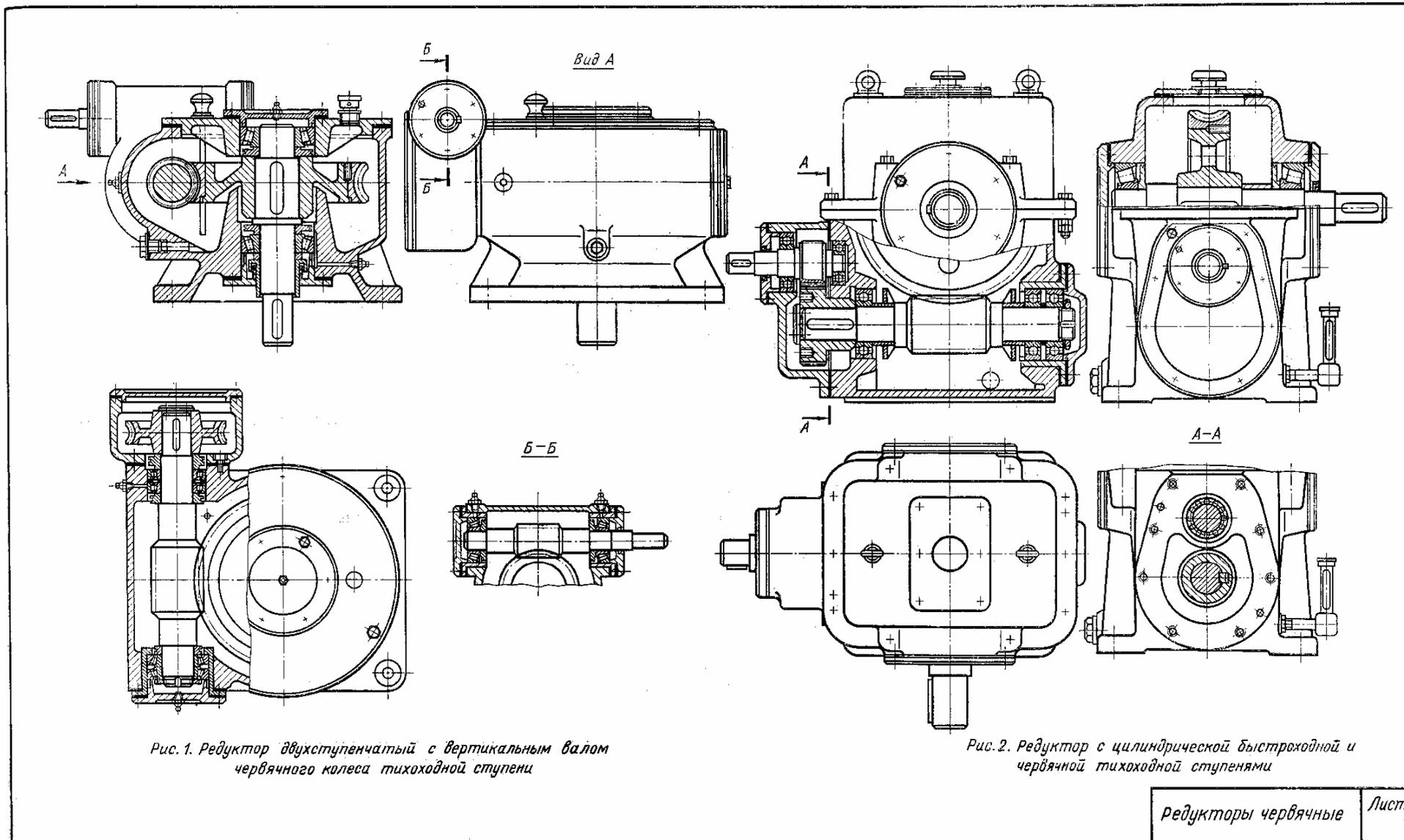
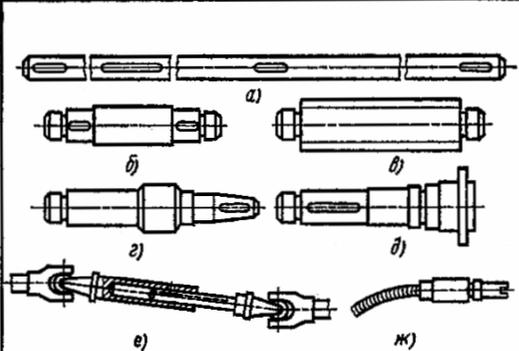
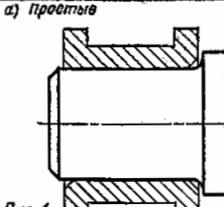
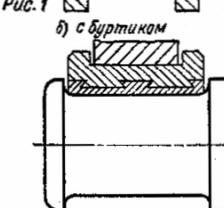
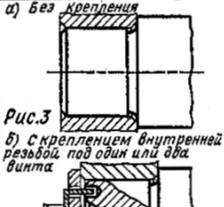
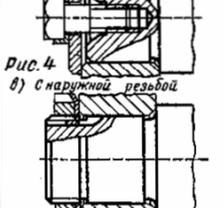
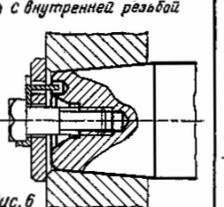
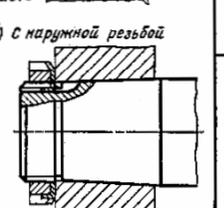
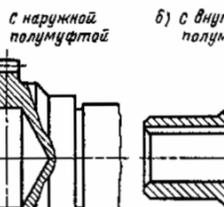
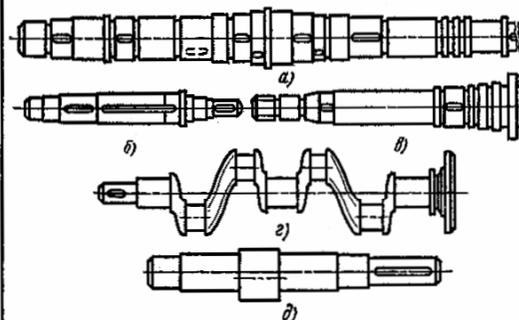
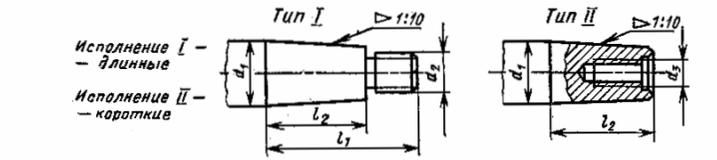
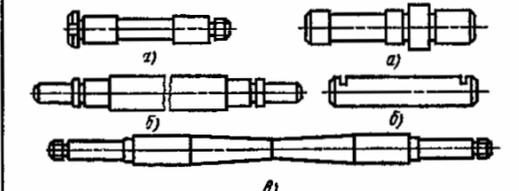


Рис.1. Редуктор двухступенчатый с вертикальным валом червячного колеса тихоходной ступени

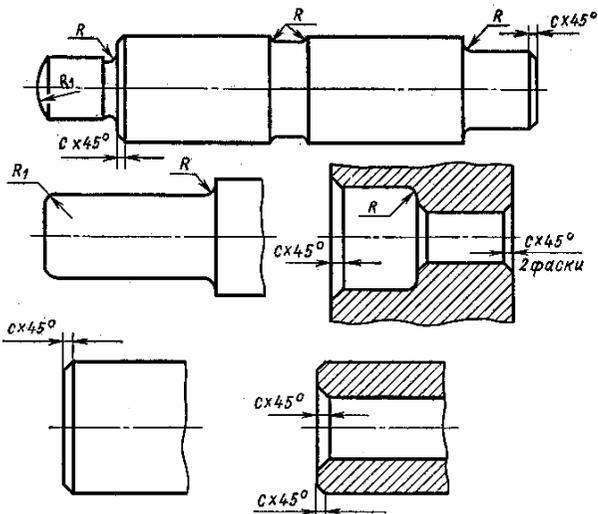
Рис.2. Редуктор с цилиндрической быстроходной и червячной тихоходной ступенями

Редукторы червячные	Лист
---------------------	------

ВАЛЫ И ОСИ

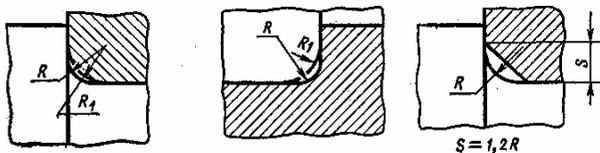
Классификация валов и осей		Концы валов																																																																																																																																																																																																									
<p>Валы передач</p> <p>а) Гладкие (трансмиссионные и др.) б) Ступенчатые в) Шлицевые г) Валы – шестерни д) Валы – полумуфты е) Карданно – телескопические ж) Гибкие</p> 		<p>1. Цилиндрические для подшипников скольжения</p> <p>а) Проелты</p>  <p>Рис. 1</p> <p>б) с буртиком</p>  <p>Рис. 2</p>		<p>2. Цилиндрические для колец подшипников качения и ступиц</p> <p>а) без крепления</p>  <p>Рис. 3</p> <p>б) с креплением внутренней резьбой под один или два винта</p>  <p>Рис. 4</p> <p>в) с наружной резьбой</p>  <p>Рис. 5</p>		<p>3. Конические для колец подшипников качения и ступиц</p> <p>а) с внутренней резьбой</p>  <p>Рис. 6</p> <p>б) с наружной резьбой</p>  <p>Рис. 7</p>		<p>4. Специальные</p> <p>а) с наружной полумуфтой</p>  <p>Рис. 8</p> <p>б) с внутренней полумуфтой</p>  <p>Рис. 9</p>																																																																																																																																																																																																			
<p>Валы коренные</p> <p>а) Валы турбин б) Валы электрических двигателей в) Шпиндели станков г) Коленчатые валы д) Эксцентриковые валы</p> 		<p>Концы валов концевые по ГОСТ 12081-72</p> <p>Исполнение I – длинные</p> <p>Исполнение II – короткие</p> 				<p>Размеры в мм</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">d</th> <th colspan="4">l</th> </tr> <tr> <th>I ряд</th> <th>II ряд</th> <th colspan="2">I</th> <th colspan="2">II</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>16; 18</td> <td>19</td> <td>40</td> <td>28</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>20; 22</td> <td>24</td> <td>50</td> <td>36</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>25; 28</td> <td>—</td> <td>60</td> <td>42</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>32; 36</td> <td>30</td> <td>80</td> <td>58</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>40; 45</td> <td>42; 48</td> <td>110</td> <td>82</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>50; 55</td> <td>52; 56</td> <td>140</td> <td>105</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>60</td> <td>63; 65</td> <td>170</td> <td>130</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>70</td> <td>71; 75</td> <td>210</td> <td>165</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>80; 90</td> <td>85; 95</td> <td>250</td> <td>200</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>100; 110</td> <td>120</td> <td>300</td> <td>240</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>125</td> <td>—</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>140</td> <td>130; 150</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>160; 180</td> <td>170</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		d		l				I ряд	II ряд	I		II		16; 18	19	40	28			20; 22	24	50	36			25; 28	—	60	42			32; 36	30	80	58			40; 45	42; 48	110	82			50; 55	52; 56	140	105			60	63; 65	170	130			70	71; 75	210	165			80; 90	85; 95	250	200			100; 110	120	300	240			125	—					140	130; 150					160; 180	170																																																																																																														
d		l																																																																																																																																																																																																									
I ряд	II ряд	I		II																																																																																																																																																																																																							
16; 18	19	40	28																																																																																																																																																																																																								
20; 22	24	50	36																																																																																																																																																																																																								
25; 28	—	60	42																																																																																																																																																																																																								
32; 36	30	80	58																																																																																																																																																																																																								
40; 45	42; 48	110	82																																																																																																																																																																																																								
50; 55	52; 56	140	105																																																																																																																																																																																																								
60	63; 65	170	130																																																																																																																																																																																																								
70	71; 75	210	165																																																																																																																																																																																																								
80; 90	85; 95	250	200																																																																																																																																																																																																								
100; 110	120	300	240																																																																																																																																																																																																								
125	—																																																																																																																																																																																																										
140	130; 150																																																																																																																																																																																																										
160; 180	170																																																																																																																																																																																																										
<p>О с и</p> <p>а) Оси ременных, зубчатых и других передач б) Оси подъемно-транспортных машин в) Оси транспортных машин</p> 		<p>Размеры в мм</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="2">d₁ номинальный</th> <th colspan="4">Исполнение II</th> <th colspan="2">d₂</th> <th colspan="2">d₃ номинальный</th> <th colspan="4">Исполнение II</th> <th colspan="2">d₂</th> <th colspan="2">d₃</th> </tr> <tr> <th>I ряд</th> <th>II ряд</th> <th>l₁</th> <th>l₂</th> <th>l₁</th> <th>l₂</th> <th>l₁</th> <th>l₂</th> <th>I ряд</th> <th>II ряд</th> <th>l₁</th> <th>l₂</th> <th>l₁</th> <th>l₂</th> <th>l₁</th> <th>l₂</th> <th>I ряд</th> <th>II ряд</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>12; 14</td> <td>—</td> <td>30</td> <td>18</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>M8x1</td> <td>m4</td> <td>83</td> <td>60; 65</td> <td>140</td> <td>105</td> <td>105</td> <td>70</td> <td>M42x3</td> <td>M20</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>16</td> <td>—</td> <td>40</td> <td>28</td> <td>28</td> <td>18</td> <td>M10x1,25</td> <td>m5</td> <td>71</td> <td>70; 75</td> <td>170</td> <td>130</td> <td>130</td> <td>90</td> <td>M48x3</td> <td>M26</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>18</td> <td>19</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>80</td> <td>85</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>M58x4</td> <td>—</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>20; 22</td> <td>24</td> <td>50</td> <td>36</td> <td>36</td> <td>22</td> <td>M12x1,25</td> <td>m6</td> <td>90</td> <td>—</td> <td>210</td> <td>165</td> <td>165</td> <td>120</td> <td>M64x4</td> <td>M30</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>25; 28</td> <td>—</td> <td>60</td> <td>42</td> <td>42</td> <td>24</td> <td>M16x1,5</td> <td>m8</td> <td>95</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>M72x4</td> <td>M36</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>32; 36</td> <td>30; 35</td> <td>80</td> <td>58</td> <td>58</td> <td>36</td> <td>M20x1,5</td> <td>m10</td> <td>100</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>M80x4</td> <td>M42</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>—</td> <td>38</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>M24x2</td> <td>m12</td> <td>110</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>M90x4</td> <td>M48</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>40</td> <td>42</td> <td>110</td> <td>82</td> <td>82</td> <td>54</td> <td>M36x2</td> <td>m16</td> <td>125</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td>—</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>45; 50; 55</td> <td>48; 55</td> <td>—</td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>Примечания: 1. ГОСТ 12081-72 предусматривает диапазон диаметров от 3 мм до 630 мм. 2. Первый ряд диаметров является предпочтительным.</p>				d ₁ номинальный		Исполнение II				d ₂		d ₃ номинальный		Исполнение II				d ₂		d ₃		I ряд	II ряд	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	I ряд	II ряд	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	I ряд	II ряд	12; 14	—	30	18	—	—	M8x1	m4	83	60; 65	140	105	105	70	M42x3	M20			16	—	40	28	28	18	M10x1,25	m5	71	70; 75	170	130	130	90	M48x3	M26			18	19	—	—	—	—	—	—	80	85	—	—	—	—	M58x4	—			20; 22	24	50	36	36	22	M12x1,25	m6	90	—	210	165	165	120	M64x4	M30			25; 28	—	60	42	42	24	M16x1,5	m8	95	—	—	—	—	—	M72x4	M36			32; 36	30; 35	80	58	58	36	M20x1,5	m10	100	—	—	—	—	—	M80x4	M42			—	38	—	—	—	—	M24x2	m12	110	—	—	—	—	—	M90x4	M48			40	42	110	82	82	54	M36x2	m16	125	—	—	—	—	—	—	—			45; 50; 55	48; 55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
d ₁ номинальный		Исполнение II				d ₂		d ₃ номинальный		Исполнение II				d ₂		d ₃																																																																																																																																																																																											
I ряд	II ряд	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	I ряд	II ряд	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	l ₁	l ₂	I ряд	II ряд																																																																																																																																																																																										
12; 14	—	30	18	—	—	M8x1	m4	83	60; 65	140	105	105	70	M42x3	M20																																																																																																																																																																																												
16	—	40	28	28	18	M10x1,25	m5	71	70; 75	170	130	130	90	M48x3	M26																																																																																																																																																																																												
18	19	—	—	—	—	—	—	80	85	—	—	—	—	M58x4	—																																																																																																																																																																																												
20; 22	24	50	36	36	22	M12x1,25	m6	90	—	210	165	165	120	M64x4	M30																																																																																																																																																																																												
25; 28	—	60	42	42	24	M16x1,5	m8	95	—	—	—	—	—	M72x4	M36																																																																																																																																																																																												
32; 36	30; 35	80	58	58	36	M20x1,5	m10	100	—	—	—	—	—	M80x4	M42																																																																																																																																																																																												
—	38	—	—	—	—	M24x2	m12	110	—	—	—	—	—	M90x4	M48																																																																																																																																																																																												
40	42	110	82	82	54	M36x2	m16	125	—	—	—	—	—	—	—																																																																																																																																																																																												
45; 50; 55	48; 55	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—																																																																																																																																																																																												
		<p>Классификация. Элементы валов и осей (концы валов)</p>				<p>Лист</p>																																																																																																																																																																																																					

Радиусы скруглений и фаски по ГОСТ 10948-64



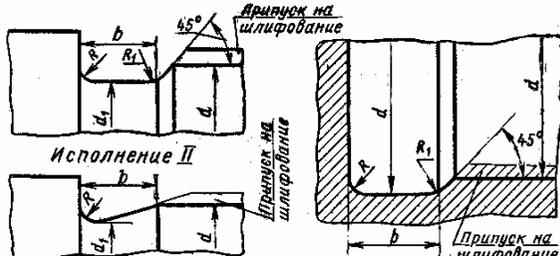
Рав	1	2	3	4	5	6	8	10	12	16	20
1	0,10	—	—	—	—	0,40	—	0,60	—	1,0	—
2	0,10	—	—	0,20	—	0,30	0,40	0,50	0,60	0,80	1,0
1	1,6	—	2,5	—	4,0	—	6,0	—	10	—	16
2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16
1	25	—	40	—	60	—	100	—	150	—	250
2	25	32	40	50	60	80	100	125	160	200	250

Радиусы скруглений сопряженных валов и втулок

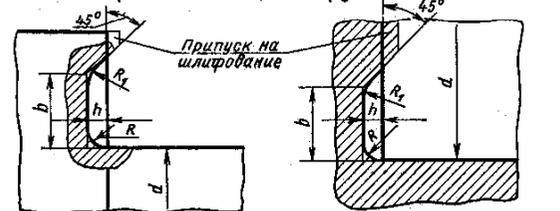


Диаметр вала d	10-18	20-28	30-36	48-68	70-100	105-150	155-200	210-250
Радиус скругления R	0,5	1,5	2	2,5	3	4	5	6
Радиус скругления R1	1	2	2,5	3	4	5	6	8

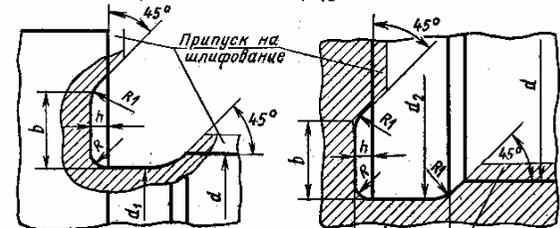
Канавки для выхода шлифовального круга
Исполнение I по ГОСТ 8820-69



1. Шлифование по цилиндру



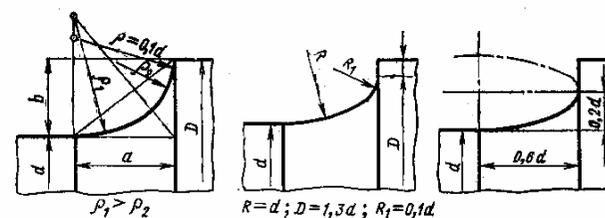
2. Шлифование по торцу



3. Шлифование по цилиндру и торцу

d (ориентировочно)	b	Наружное шлифование	Внутреннее шлифование	h	R	R1
		d1	d2			
До 10	1	d-0,3	d+0,3	0,2	0,3	0,2
	2	d-0,3	d+0,3			
св 10 до 50	3	d-0,5	d+0,5	0,3	1	0,5
	5	d-0,5	d+0,5			
св 50 до 100	8	d-1	d+1	0,5	1,6	1
	8	d-1	d+1			
	10	d-1	d+1			

Галтели эллиптические



x/a	0	0,005	0,01	0,02	0,04	0,08	0,15	0,30	0,50	1,00
y/a изгиб "Б"	0,232	0,183	0,163	0,138	0,110	0,078	0,049	0,021	0,008	0
y/a скругление "А"	0,203	0,157	0,139	0,119	0,100	0,077	0,052	0,018	0,007	0

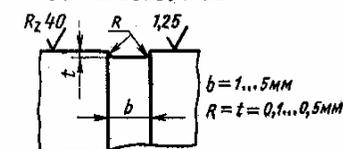
Галтели с поднутрением торца



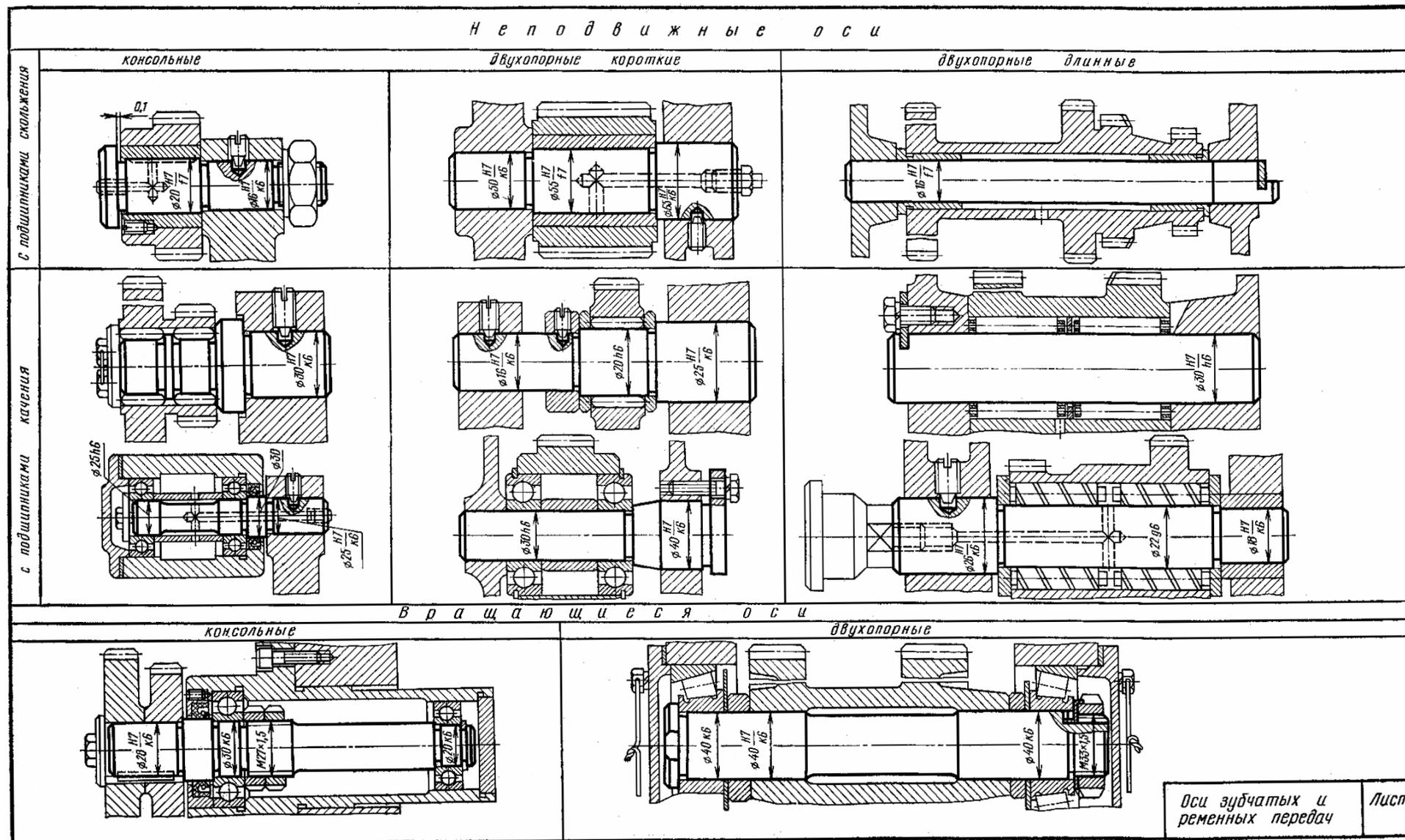
Переходной участок с разгрузкой канавки

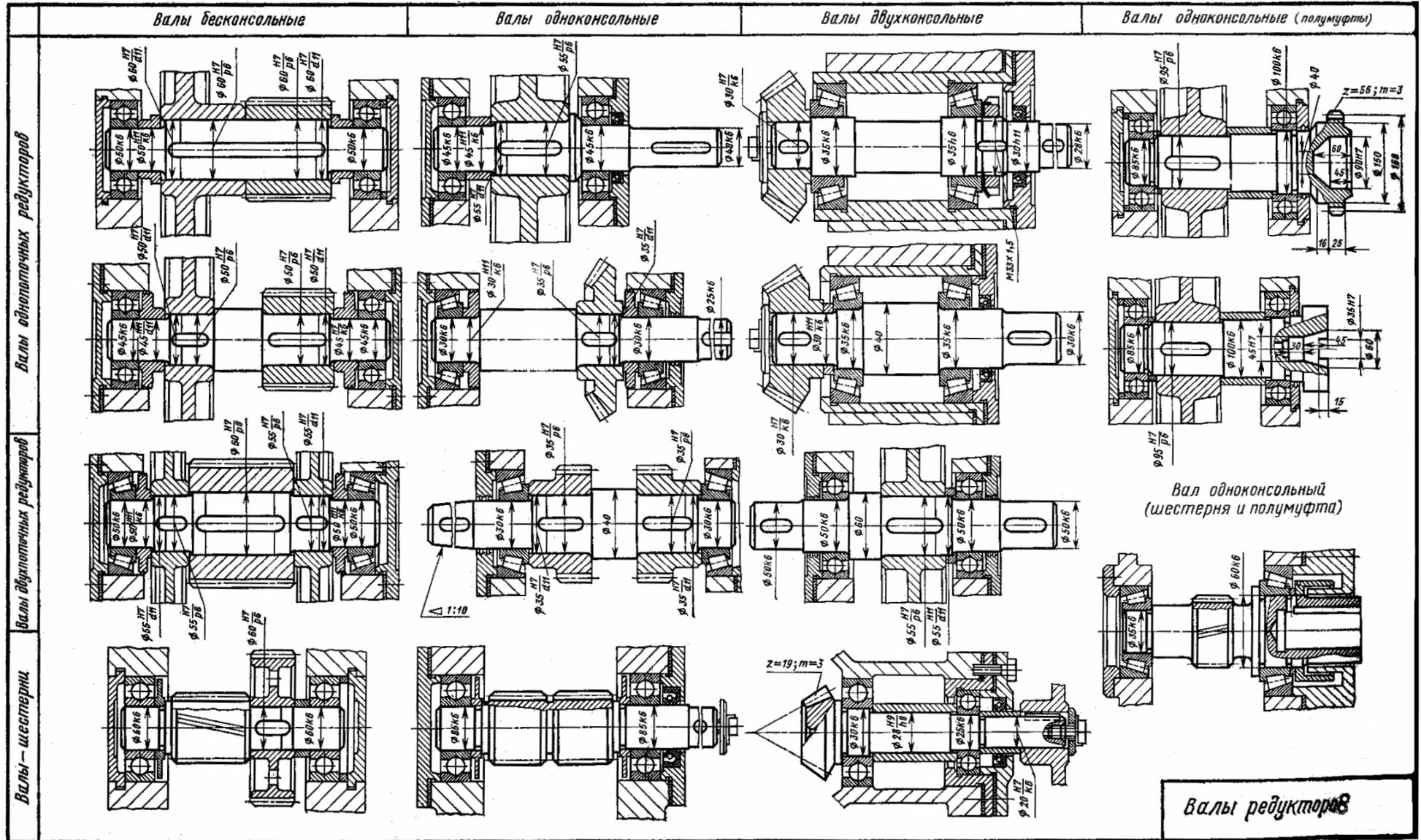


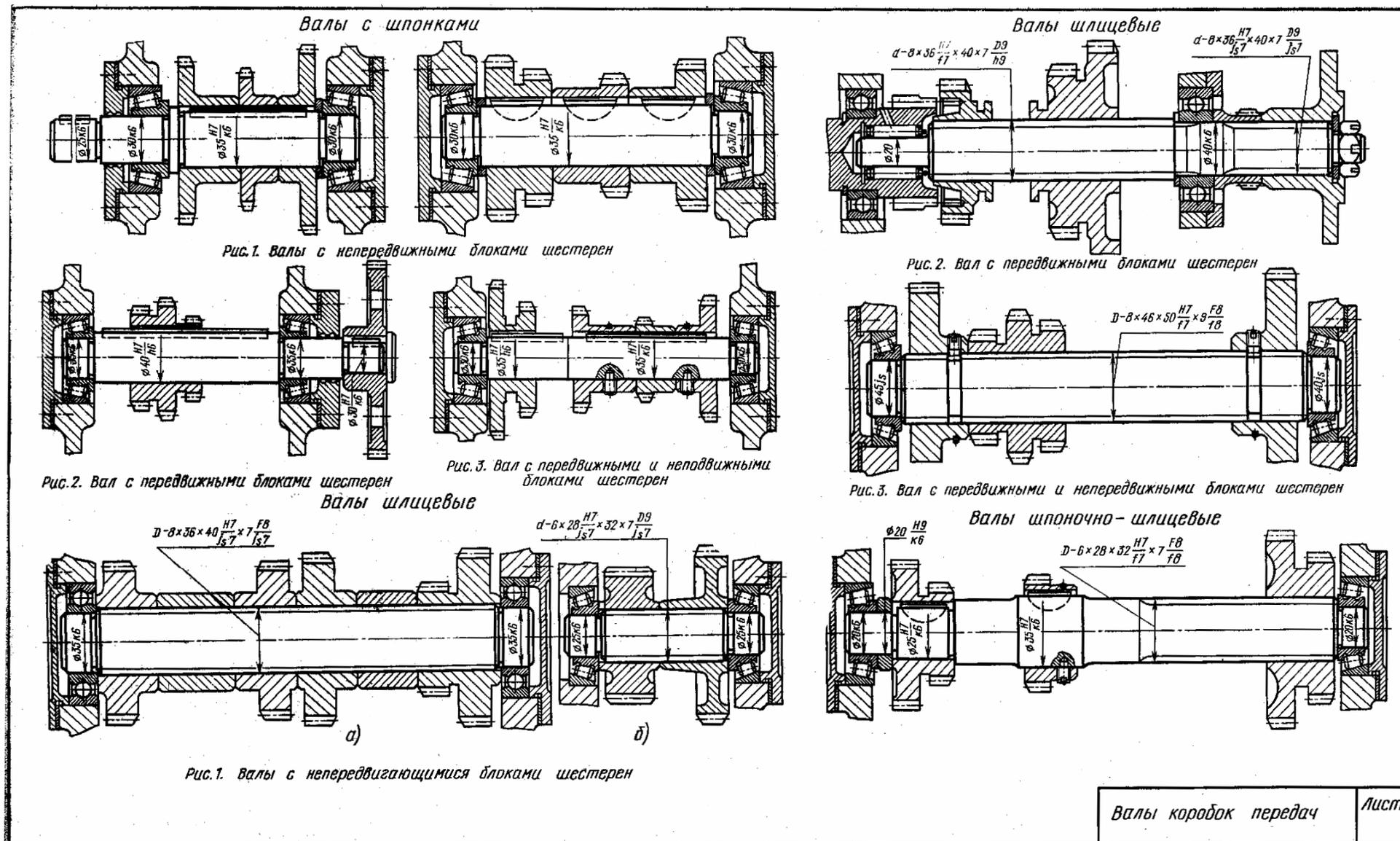
Канавки, отделяющие посадочную поверхность от непосадочной

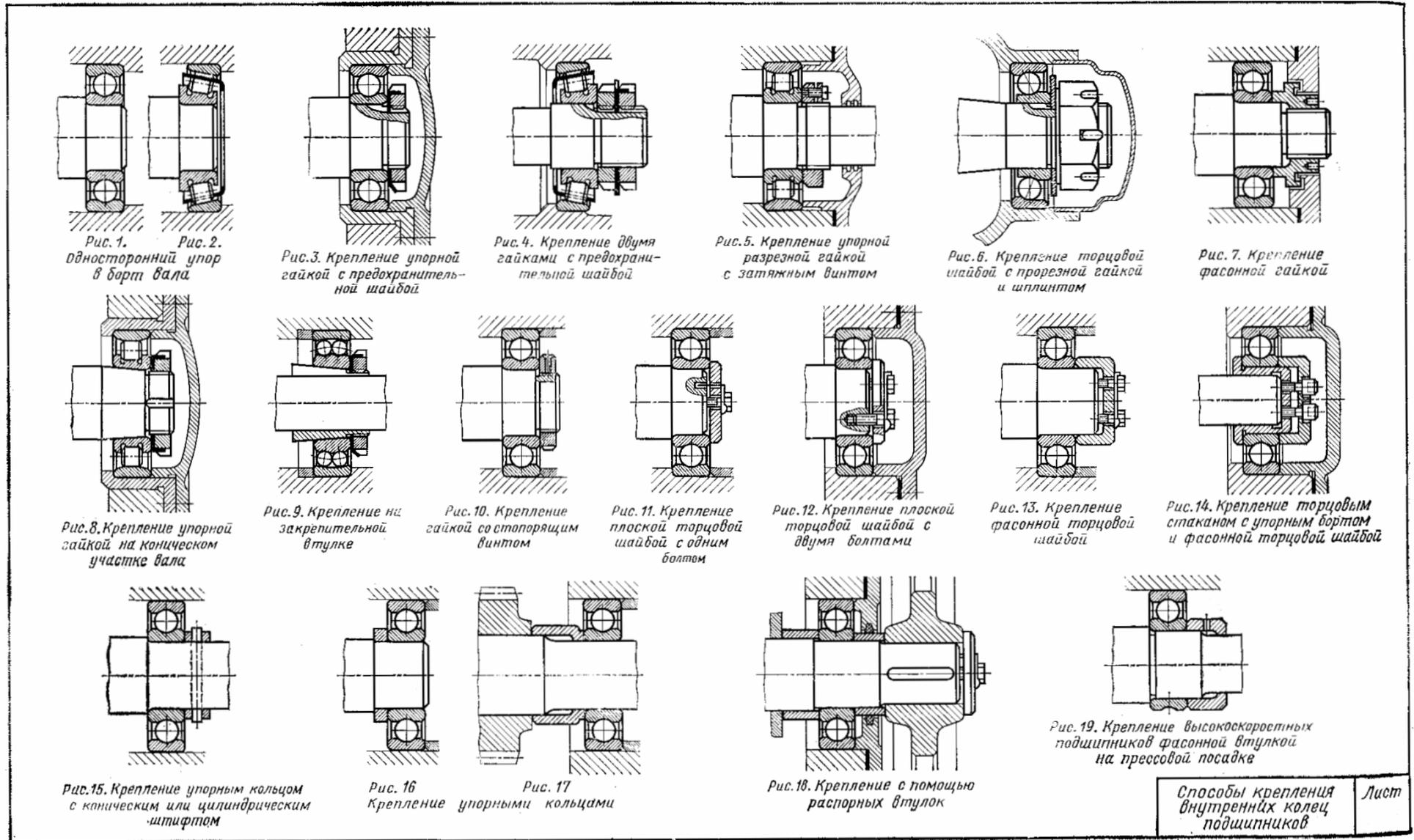


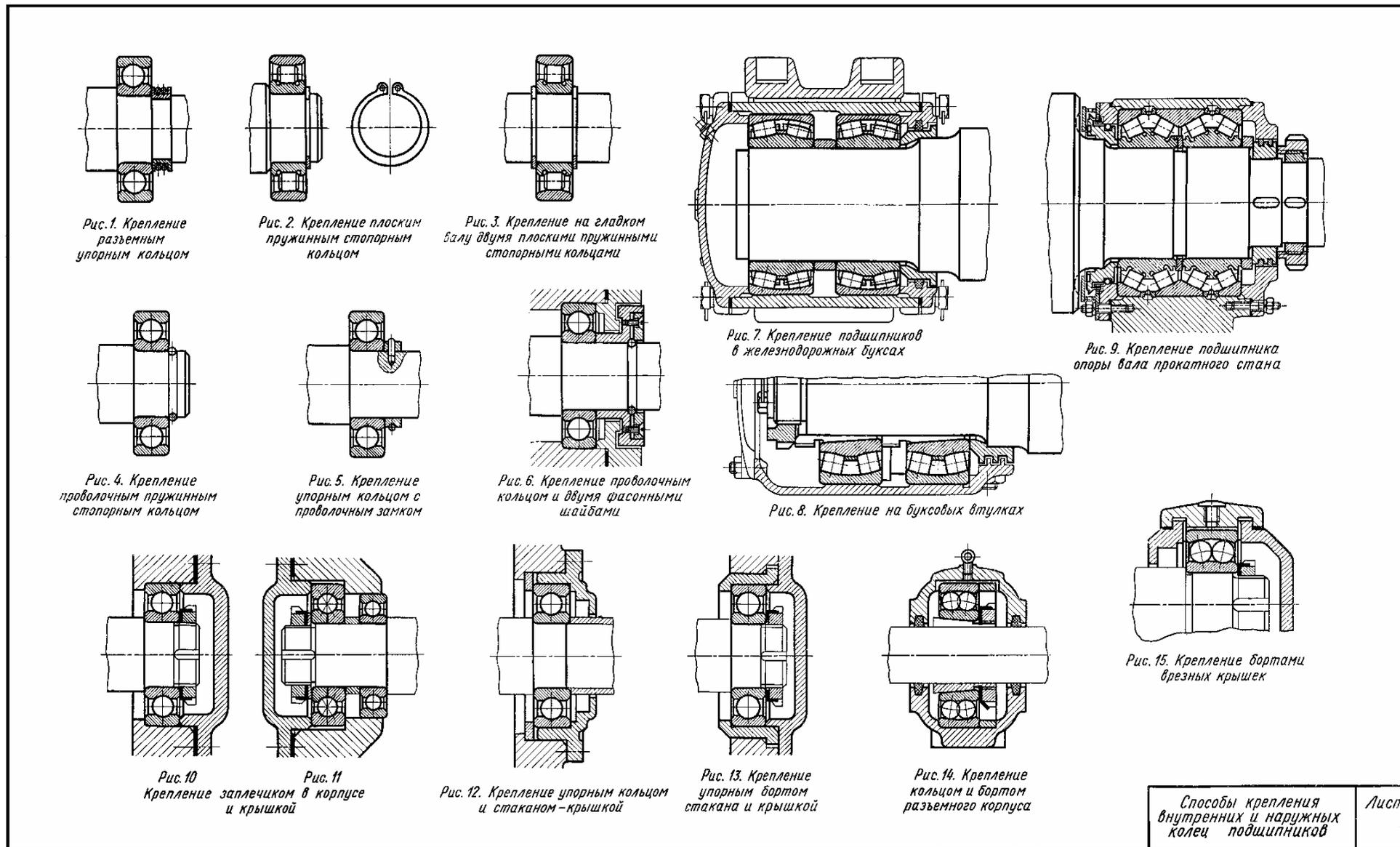
Элементы осей и валов (переходные участки) Лист

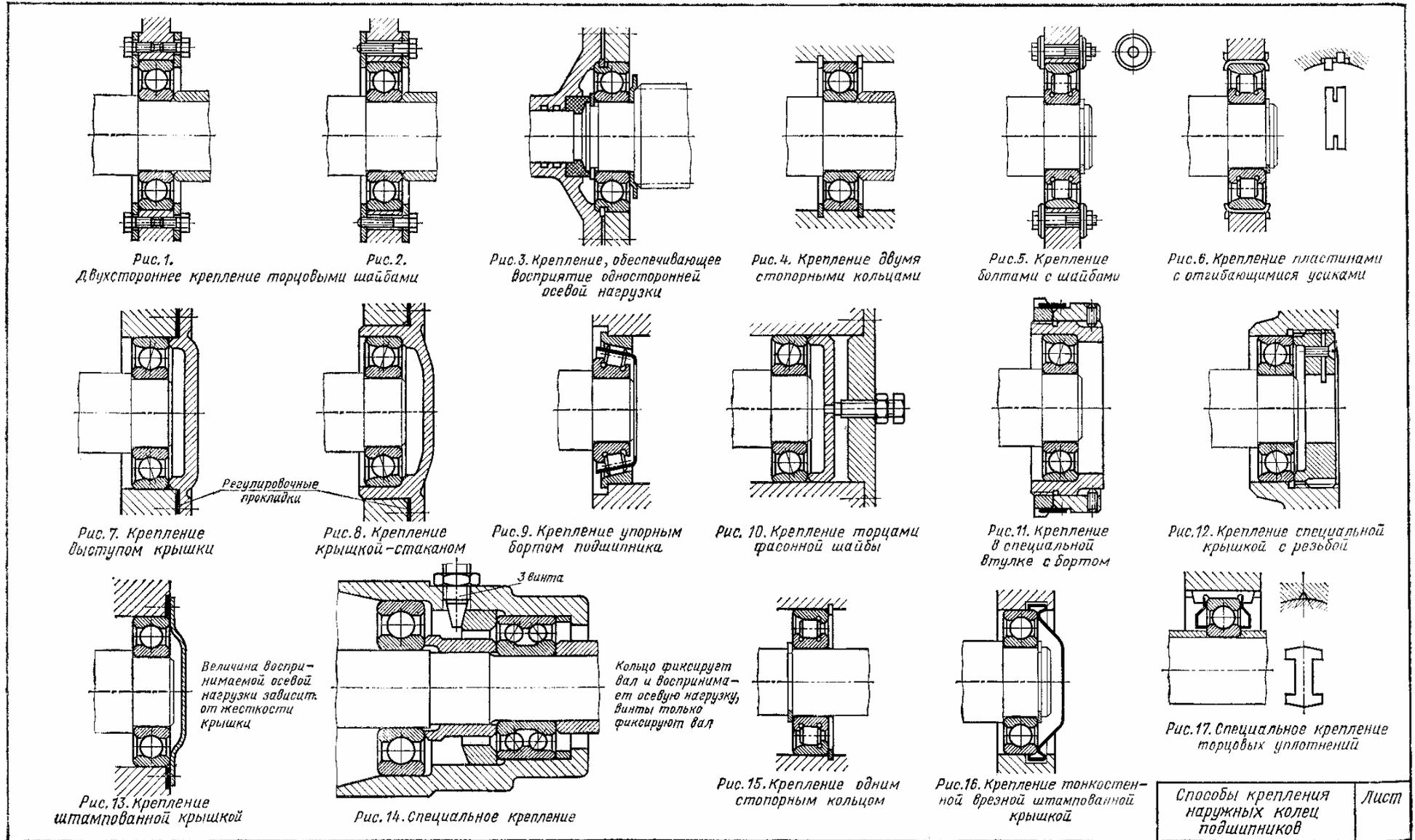












I. Опоры качения осевого положения вала не фиксируют, осевые нагрузки не воспринимают

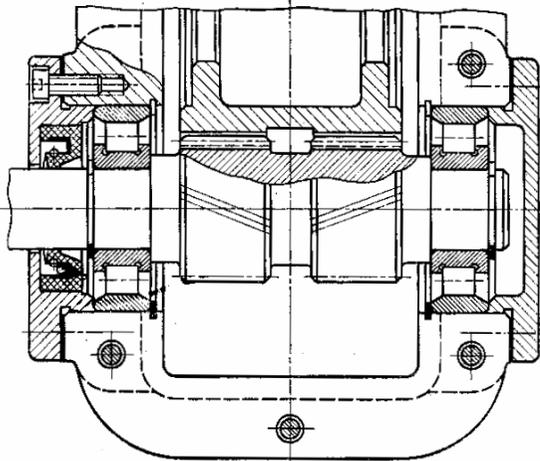


Рис. 1. Ведущий вал редуктора с шевронными колесами

II. Опоры фиксируют осевое положение вала, осевые нагрузки, за исключением случайных весьма небольших, не воспринимают

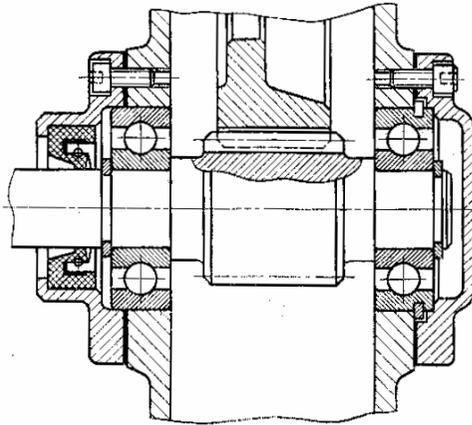


Рис. 3. Вал цилиндрической прямозубой шестерни редуктора

III. Опоры фиксируют осевое положение вала и воспринимают ограниченные осевые нагрузки

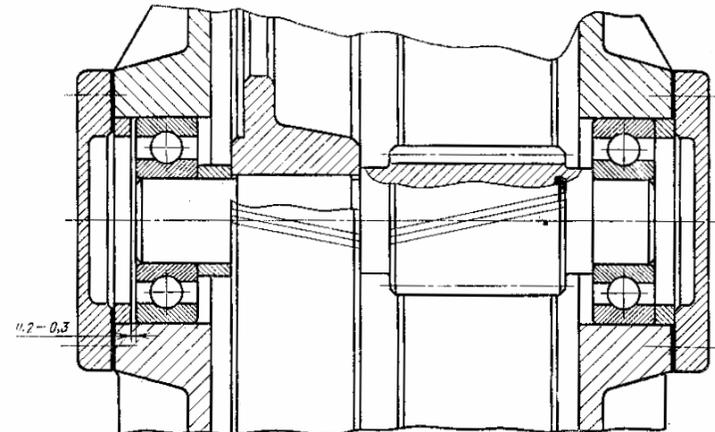


Рис. 5. Промежуточный вал двухступенчатого редуктора с цилиндрическими косозубыми колесами каждая из опор фиксирует вал и воспринимает осевую нагрузку в одном направлении

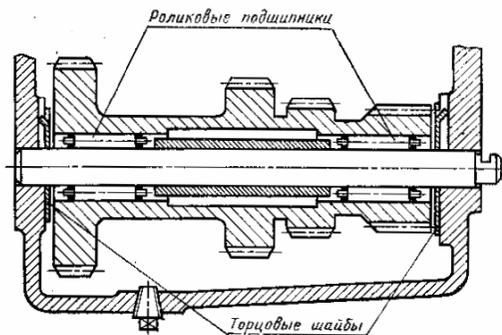


Рис. 2. Промежуточный вал-блок шестерен коробки передач автомобиля

Опоры качения воспринимают только радиальные нагрузки. Фиксация вала и восприятие незначительных осевых нагрузок обеспечивается: а) зубьями шевронного колеса; б) торцовыми шайбами

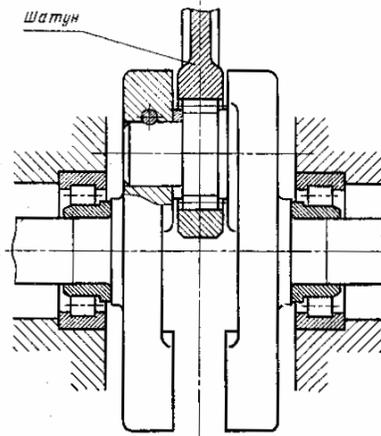


Рис. 4. Опоры коленчатого вала мотоцикла

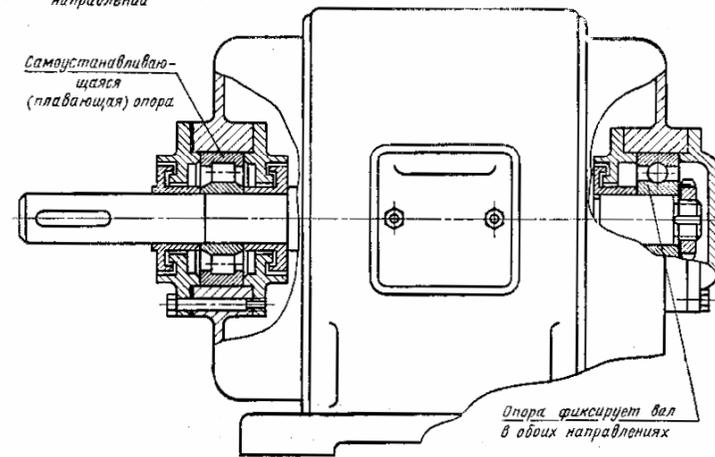


Рис. 6. Опоры вала электродвигателя

Примеры конструкций опор валов с радиальными подшипниками

Лист

IV. Опоры точно фиксируют осевое положение вала и воспринимают значительные осевые нагрузки любого направления

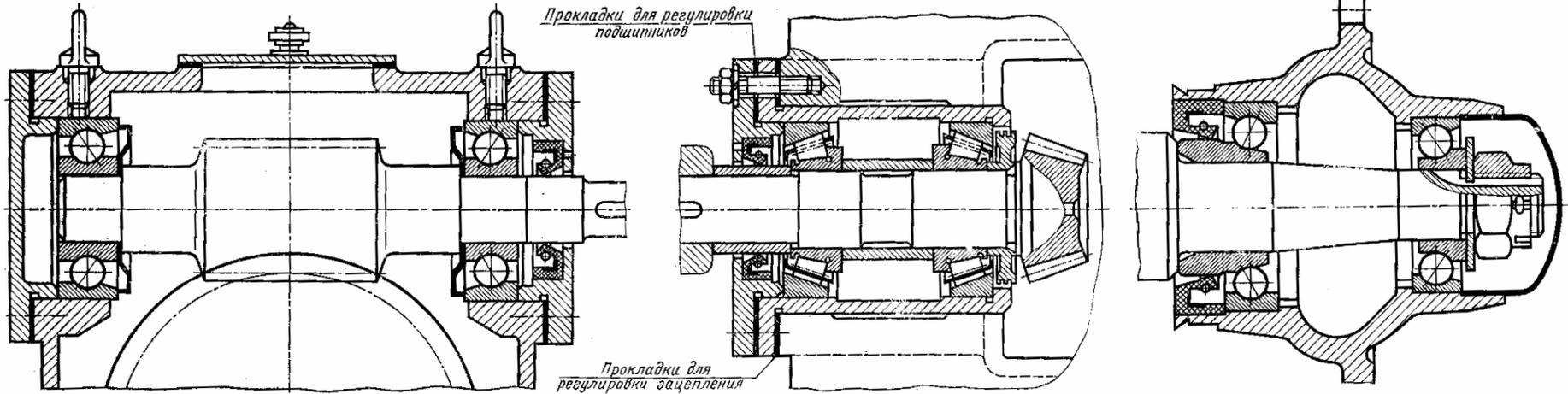


Рис.1. Вал червяка (расстояние между опорами $\leq 200 \div 250$ мм)

Рис.2. Вал конической шестерни

Рис.3. Ось переднего колеса автомобиля

Регулировка подшипников — смещением наружных колец. Каждая из опор ограничивает осевое перемещение вала и воспринимает осевую нагрузку одного направления

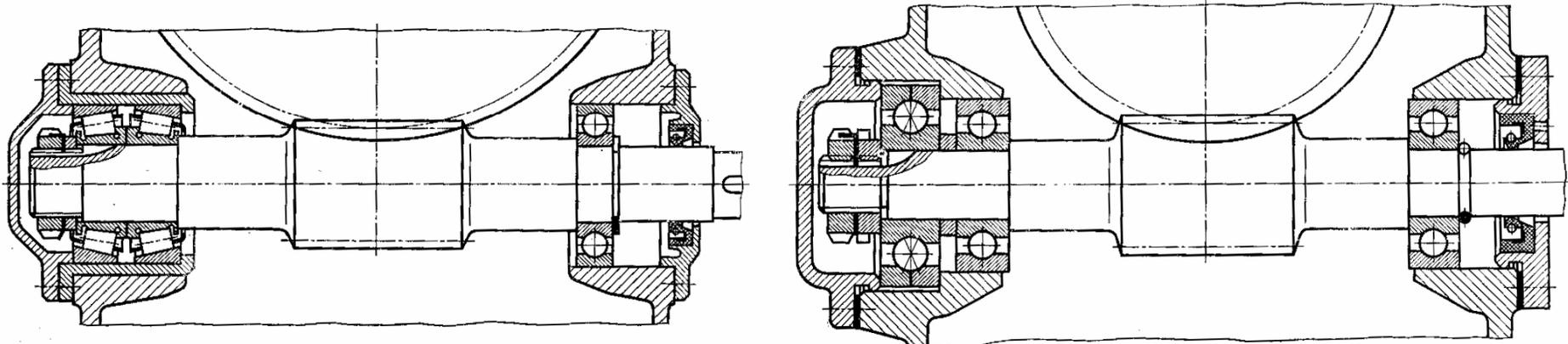


Рис.4. Вал червяка с одним радиальным и двумя радиально-упорными или коническими подшипниками

Рис.5. Вал червяка с двумя радиальными подшипниками и одним радиально-упорным с двойным наружным кольцом

Регулировка подшипников — смещением наружных колец радиально-упорных подшипников. Одна из опор — фиксирующая — воспринимает осевые нагрузки любого направления, вторая опора — плавающая — обеспечивает компенсацию температурных деформаций вала

Регулировка подшипников не требуется

Примеры конструкций опор валов с радиально-упорными подшипниками	Лист
--	------

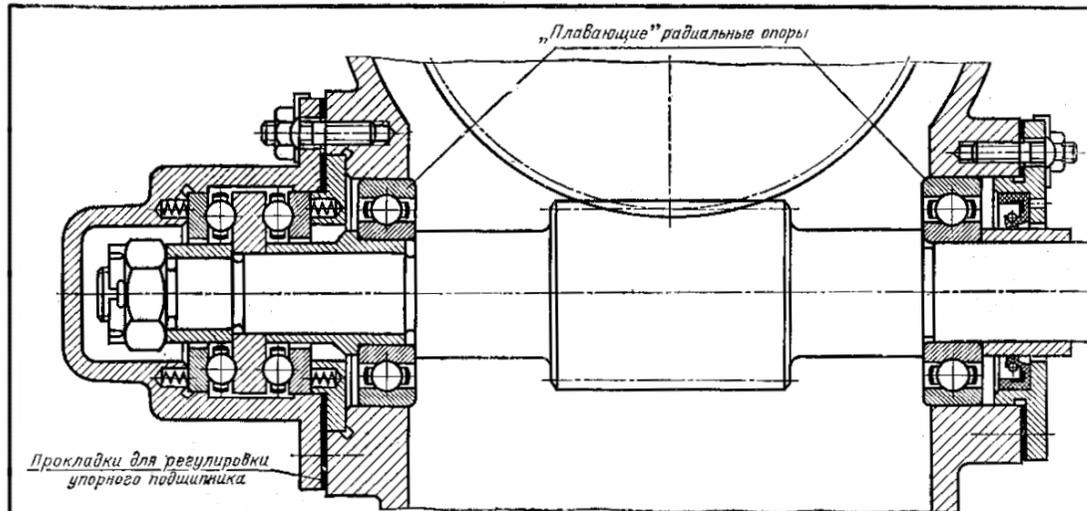
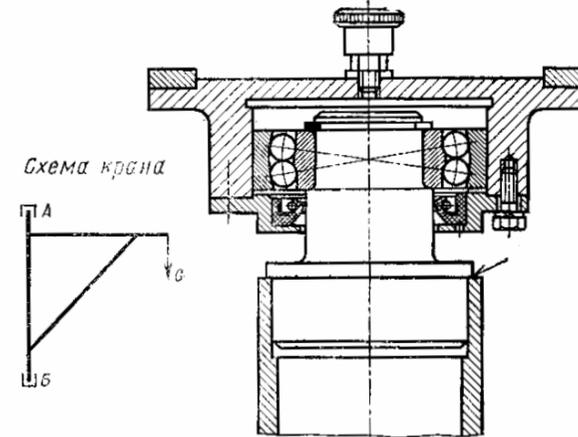


Рис.6. Вал червяка с двумя радиальными и двойным упорным подшипником
Упорный подшипник воспринимает только осевые, радиальные – только радиальные нагрузки

VI. Опоры фиксируют ось и воспринимают осевые нагрузки только в одном направлении

А. Верхняя опора колонны



Б. Нижняя опора колонны

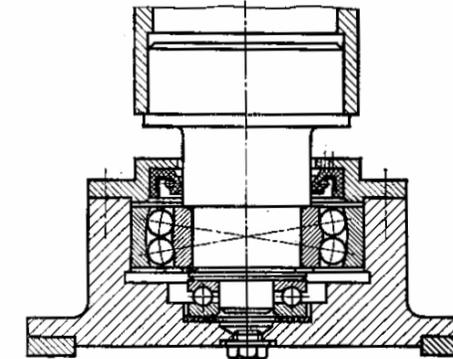


Рис.2. Опоры крана с поворотной колонной

V. Опоры фиксируют вал от осевого перемещения в любом направлении ; осевая нагрузка одного направления значительно превышает нагрузку противоположного направления

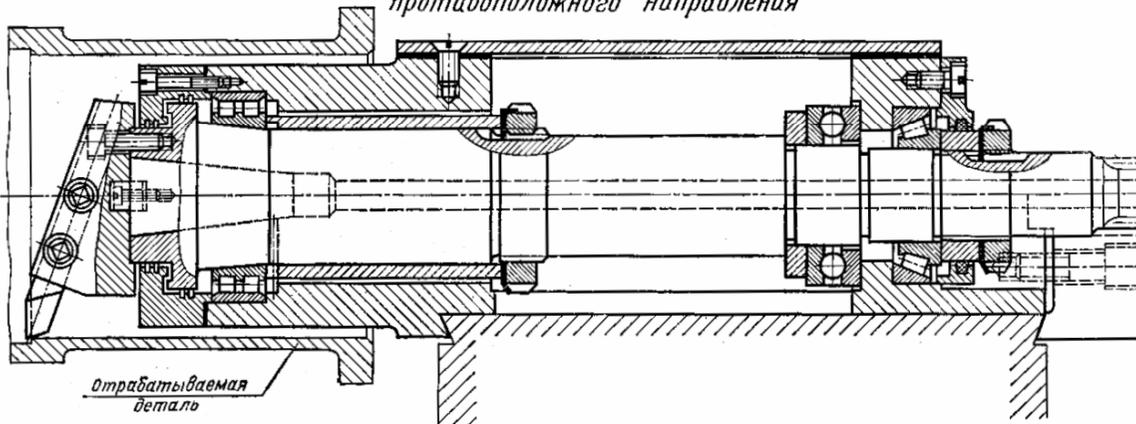
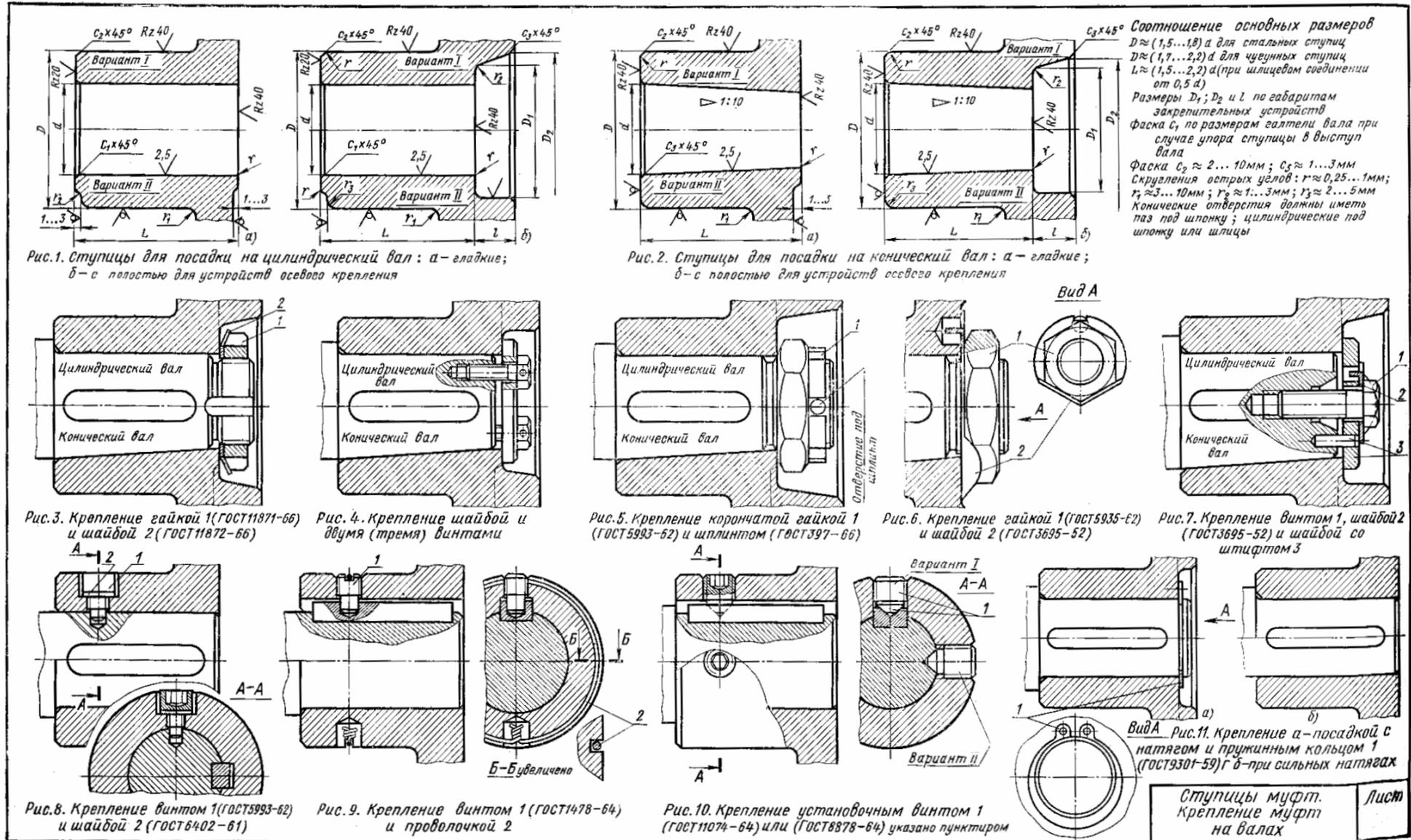
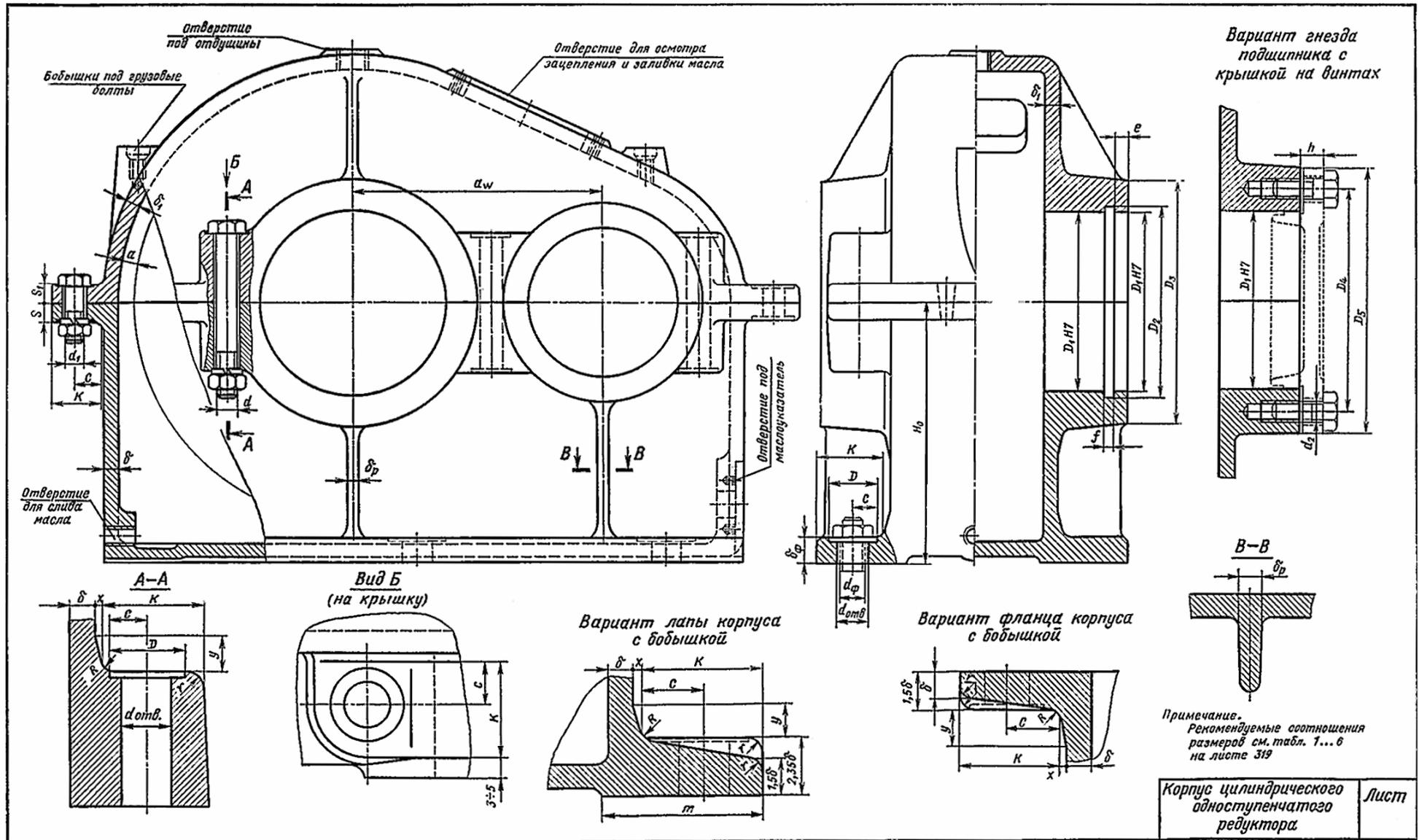


Рис.1. Алмазно-расточная шпиндельная головка

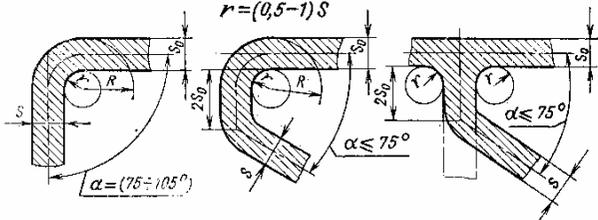
Примеры конструкций опор валов с упорными подшипниками	Лист
--	------





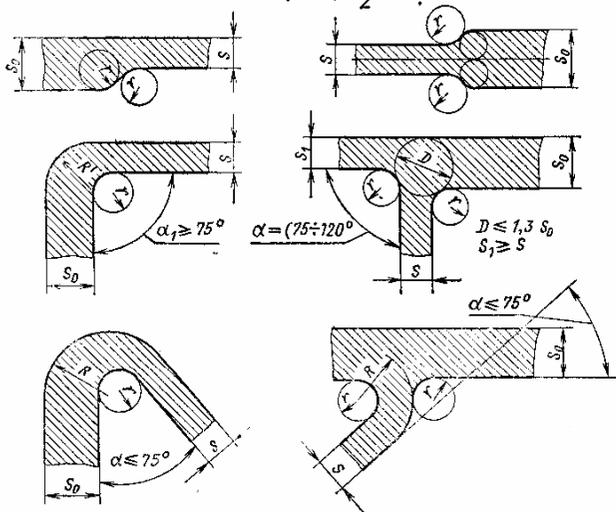
Угловые и тавровые сопряжения стенок одинаковой толщины $S = S_0$

$$r = (0,5-1)S$$

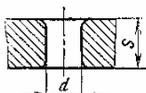


Переходные участки, угловые и тавровые сопряжения стенок разной толщины при $S_0 : S \leq 1,8$

$$r = (0,5-1) \frac{S_0 + S}{2}$$



Наименьшие размеры литых отверстий

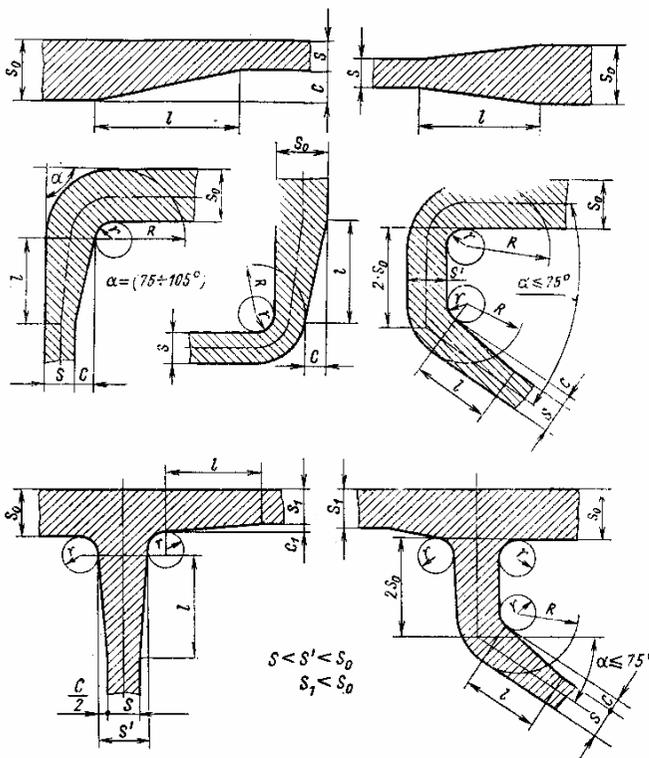


S (мм)	6-10	12-18	20-30	32-38	40-50
d (мм)	S	0,75S	0,5S	0,4S	0,35S

Для крупных отливок $d \geq 50$ мм при условии $d \leq 5S$

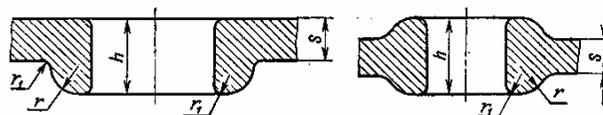
Переходные участки, угловые и тавровые сопряжения стенок разной толщины при $S_0 : S > 1,8$

$$r = (0,5-1) \frac{S_0 + S}{2}$$



Отбортовка литых отверстий и окон

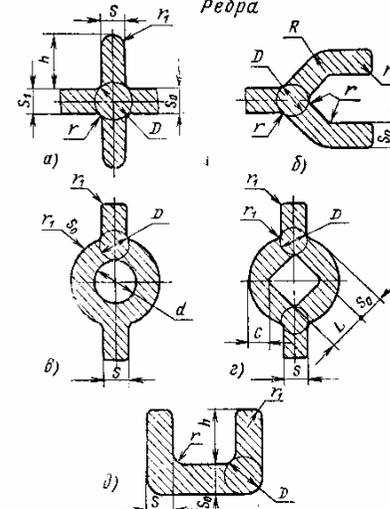
Рекомендуется: $r = 0,75S$; $r_1 = 0,25S$; $h = (1,5-2)S$



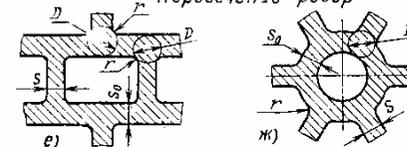
Соотношение размеров переходов и сопряжений для чугунных отливок: $C/l \leq 0,25$; $l \geq 4C$
для стальных отливок: $C/l \leq 0,2$; $l \geq 5C$

$S_0 : S$	$< 1,25$	$1,25-1,8$	$1,8-2,5$	$> 2,5$
C	0	$S_0 - S$	$0,8(S_0 - S)$	$0,7(S_0 - S)$
R		$S + r$		$S + r + C$

Ребра



Пересечение ребер



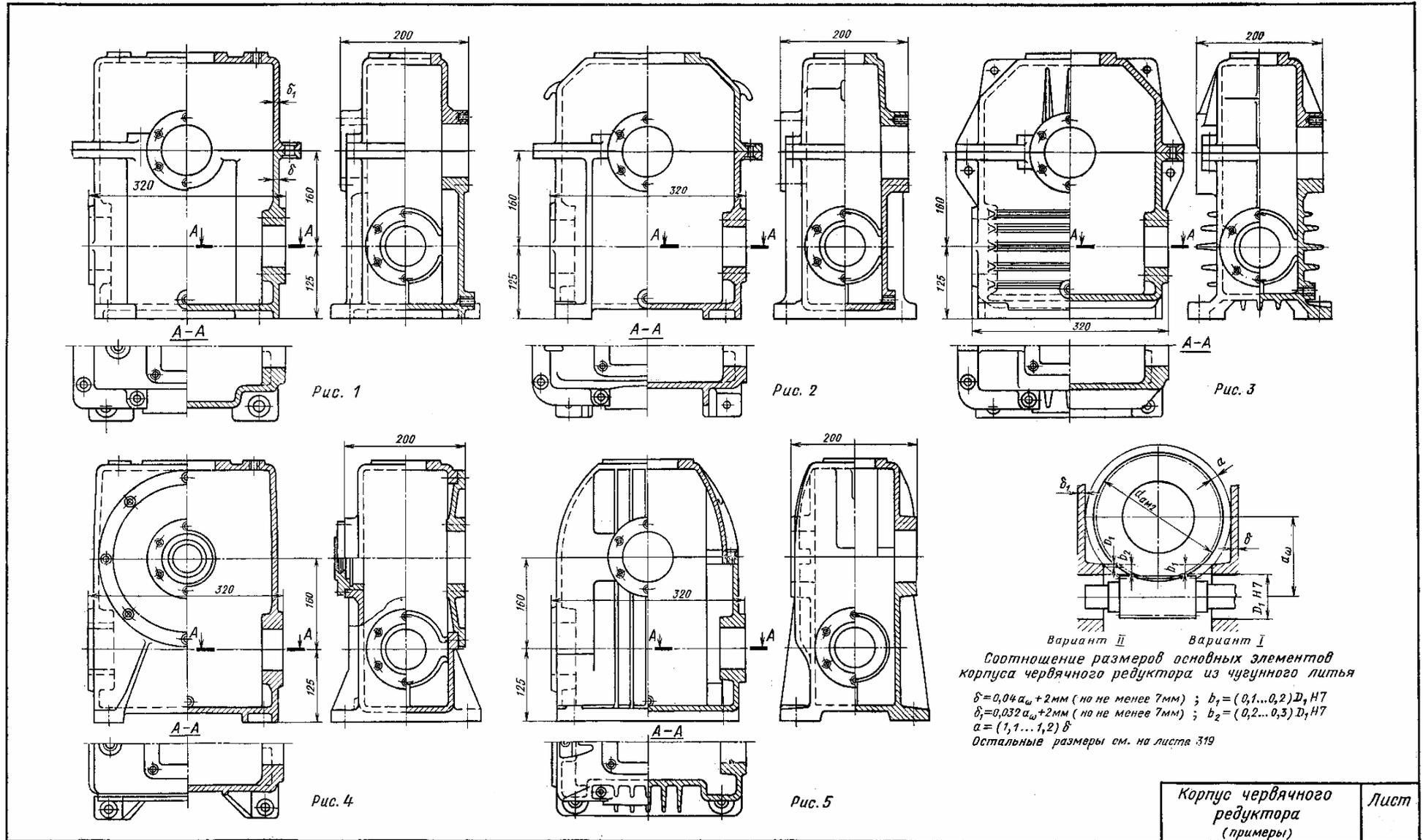
Рекомендуемые соотношения размеров

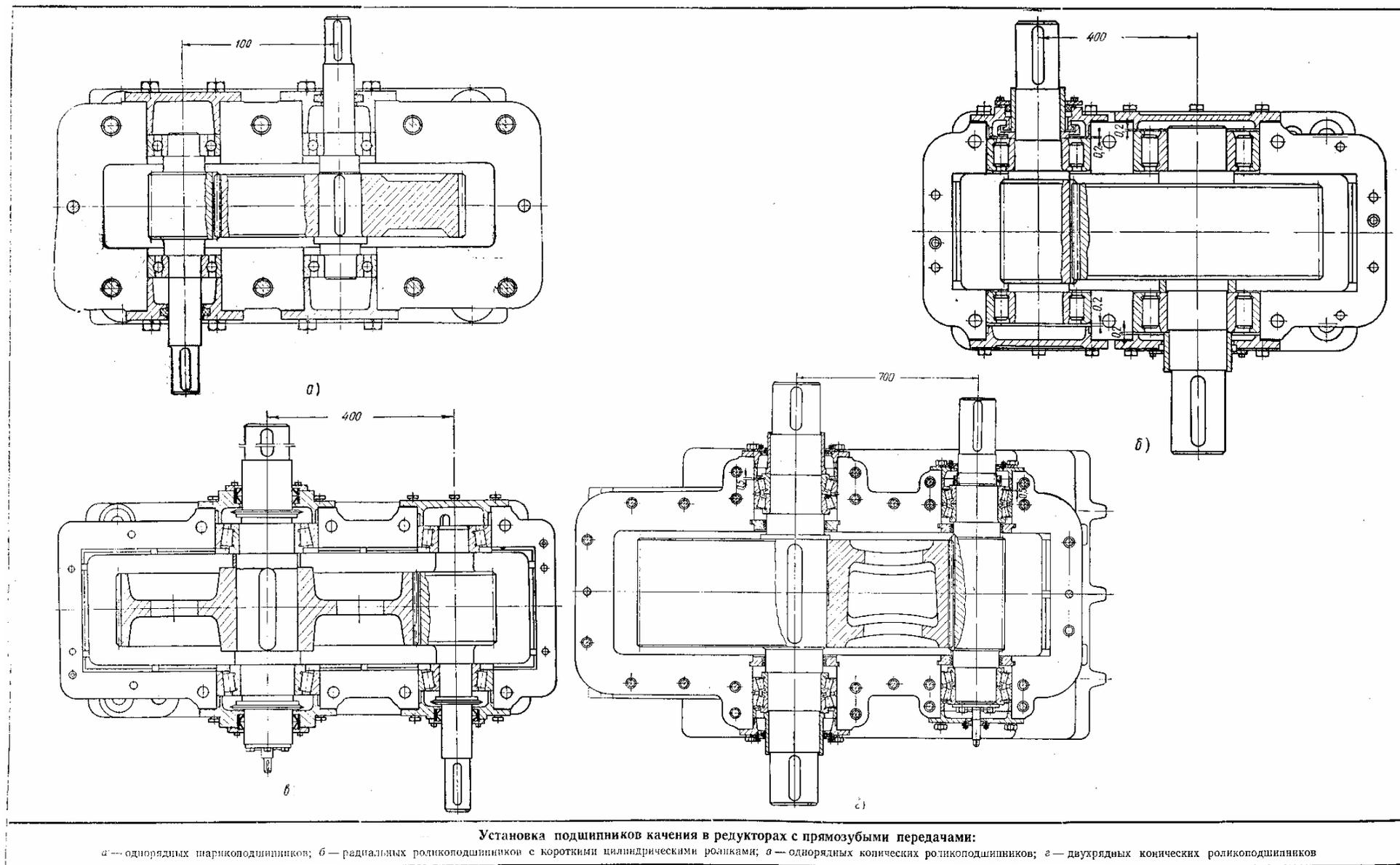
Рис.	h	S	S ₁	C	R	r	r ₁	D
a	≤ 5	0,5	0,6	—	0,3	0,25	1,25	
b	—	—	—	1,5	0,5	0,25	1,25	
в	—	0,8	—	—	0,5	0,25	1,25	
г	—	1,0	—	0,5	—	0,25	1,25	
д	≤ 5	0,8	—	—	0,3	0,25	1,25	
e	—	0,8	—	—	—	0,3	—	1,25
ж	—	0,8	—	—	—	0,3	—	1,25

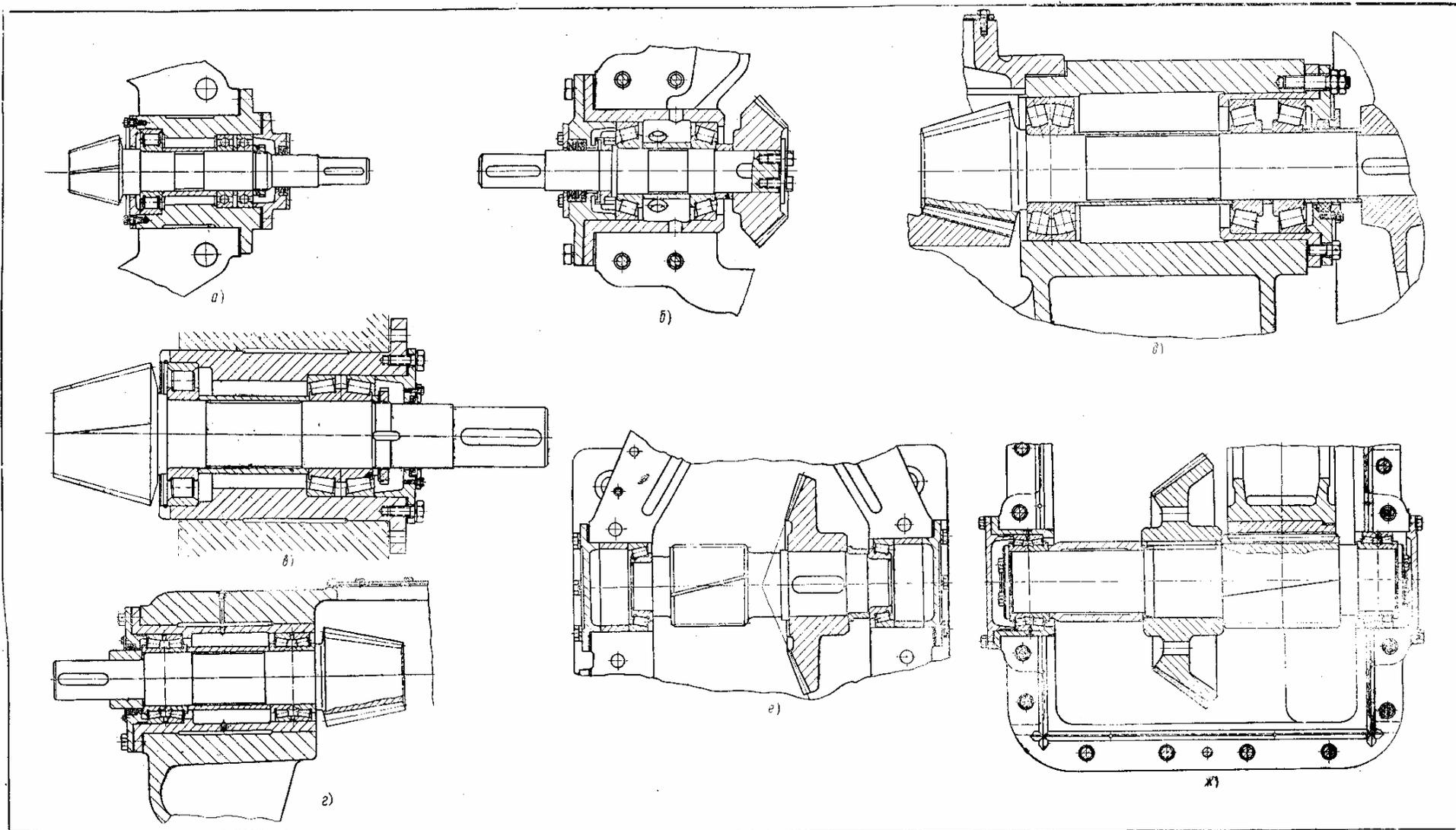
Примечание. Размеры указаны в долях S_0

Сопряжения стенок литых деталей

Лист

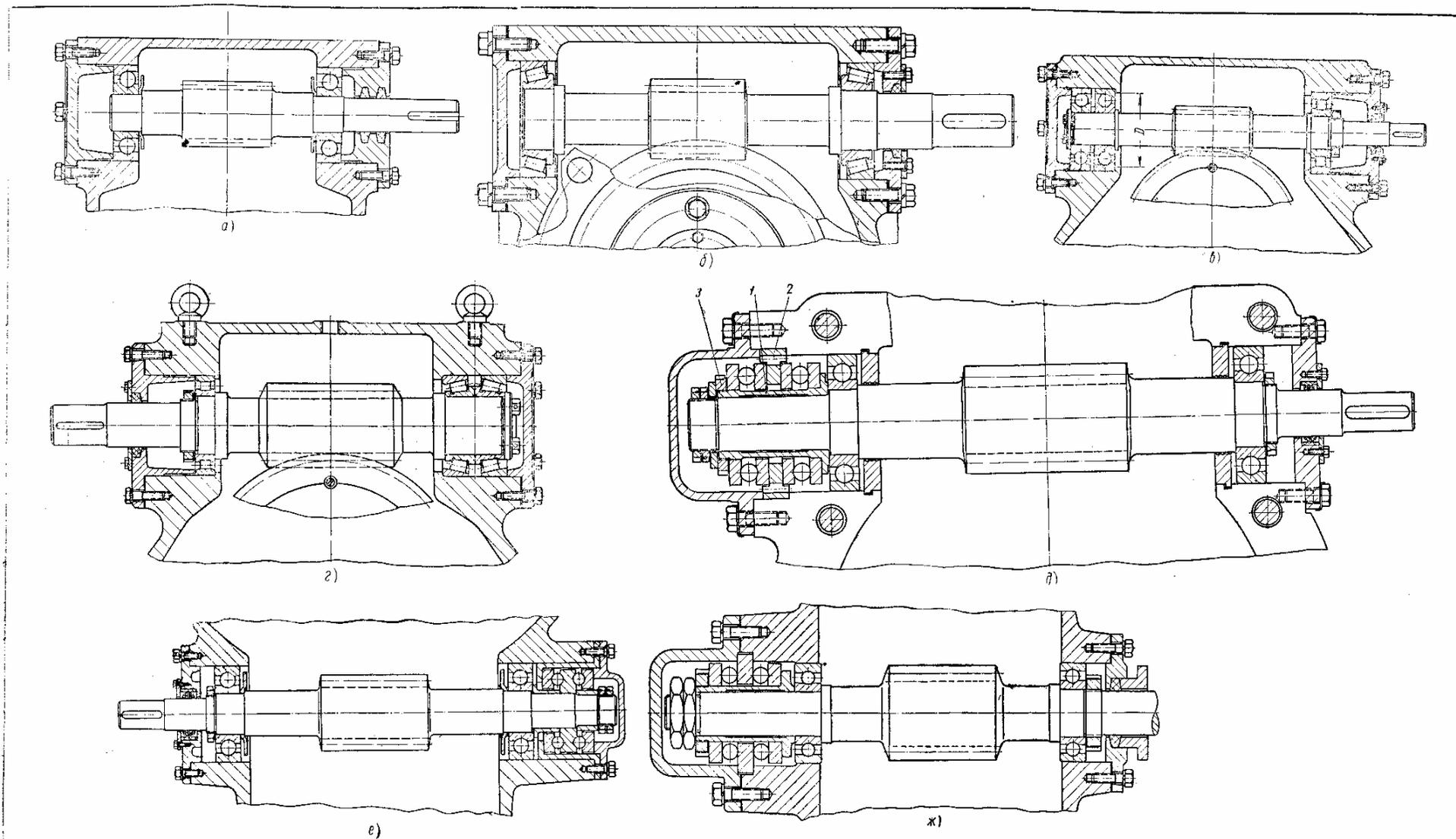






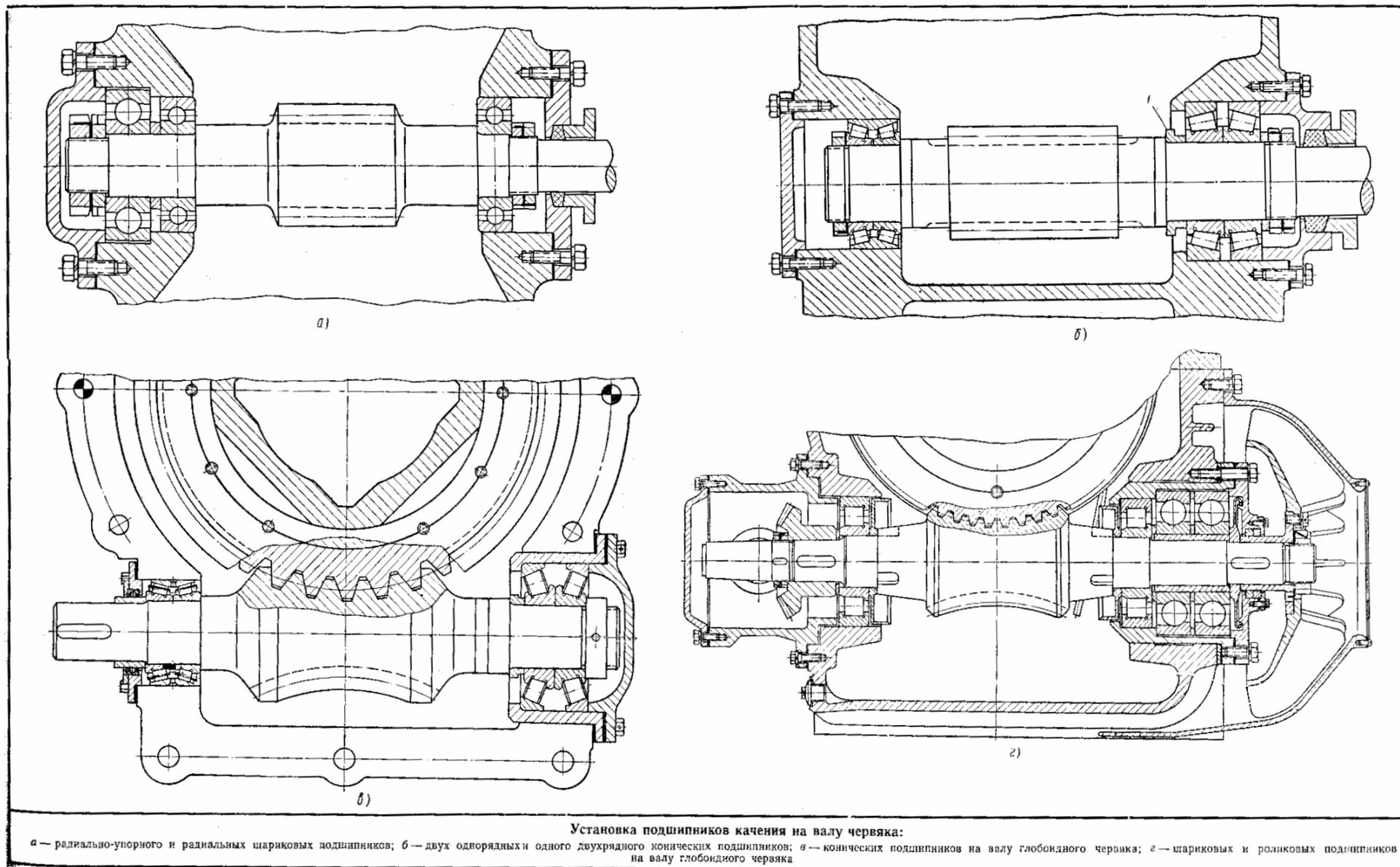
Установка подшипников качения на валу конической шестерни:

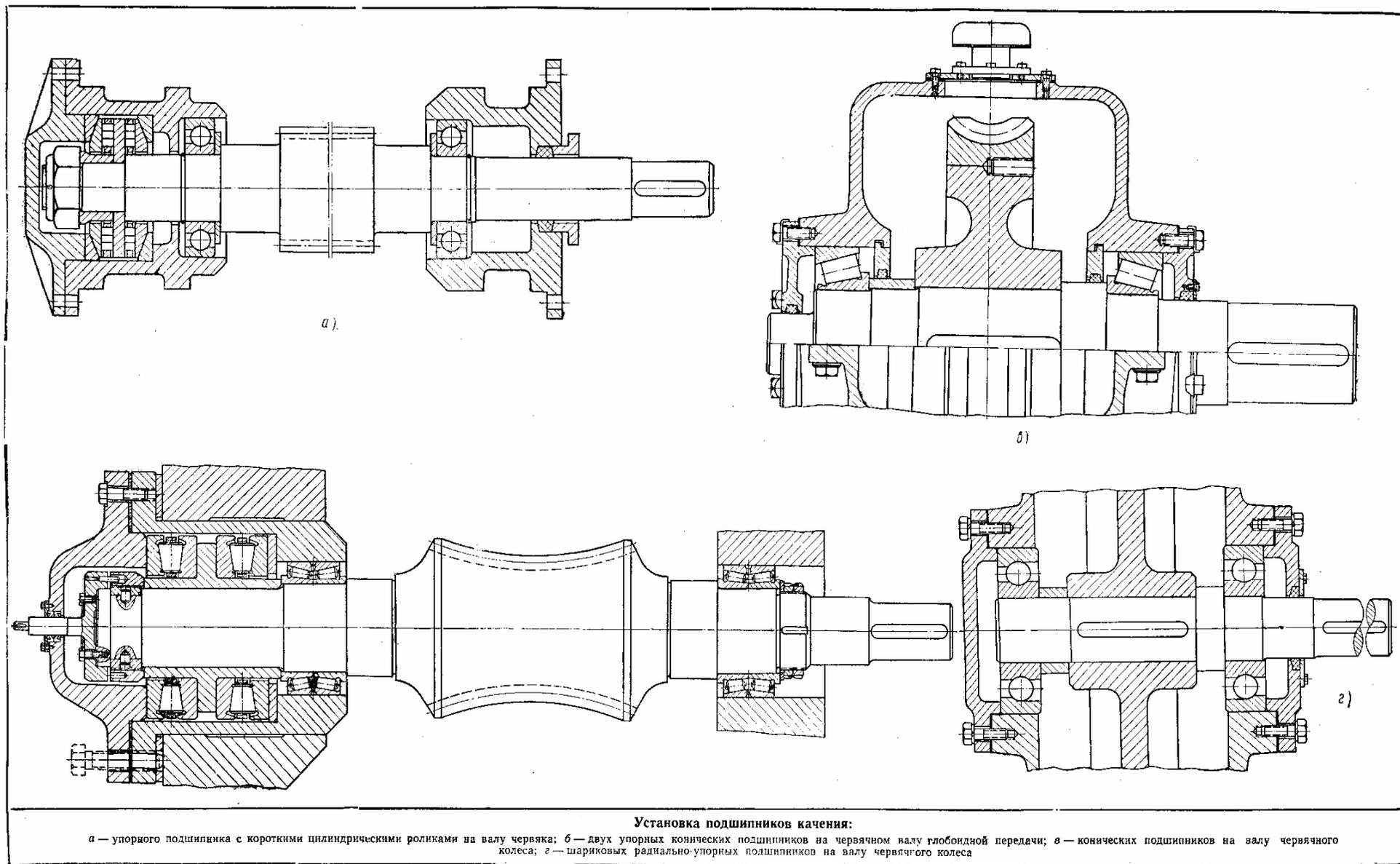
а — радиального роликоподшипника с короткими цилиндрическими роликами и двух шариковых радиально-упорных подшипников; б — двух однорядных роликовых конических подшипников; в — цилиндрических и конических подшипников; г — двухрядных конических подшипников; д — при неразъемном корпусе редуктора без общего стакана; е — однорядных конических подшипников при расстояниях между опорами до 400 мм; ж — двухрядных конических подшипников при расстояниях между опорами более 500 мм.

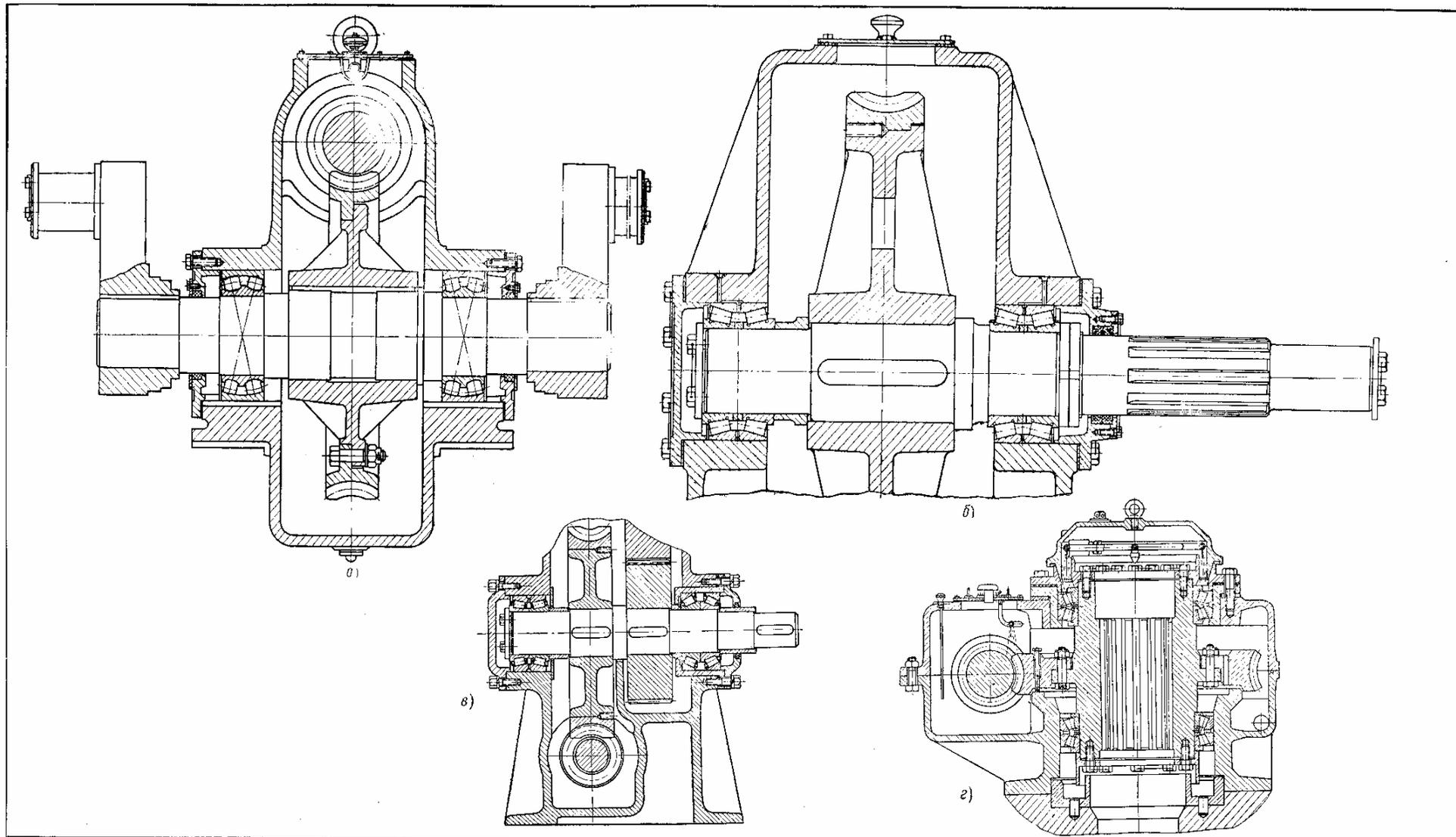


Установка подшипников качения на валу червяка:

а — радиально-упорных шариковых подшипников; б — конических подшипников; в — двух шариковых радиально-упорных и роликового подшипника; г — двух конических и одного роликового подшипника; д — двух шариковых упорных и двух шариковых радиальных подшипников; е — двухрядного упорного шарикового и двух шариковых радиальных подшипников; ж — двух радиальных и одного упорного двухрядного шарикового подшипников.

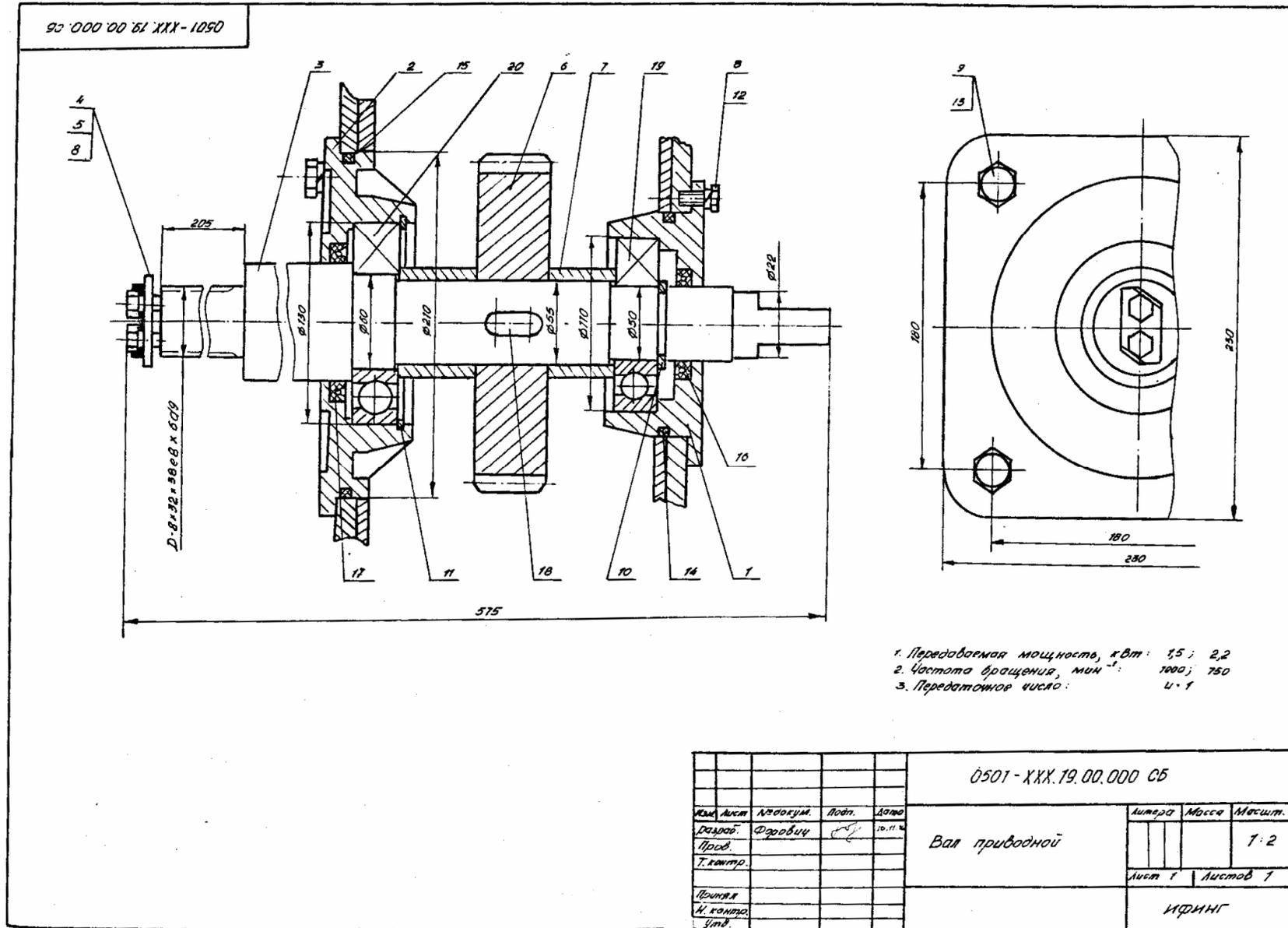


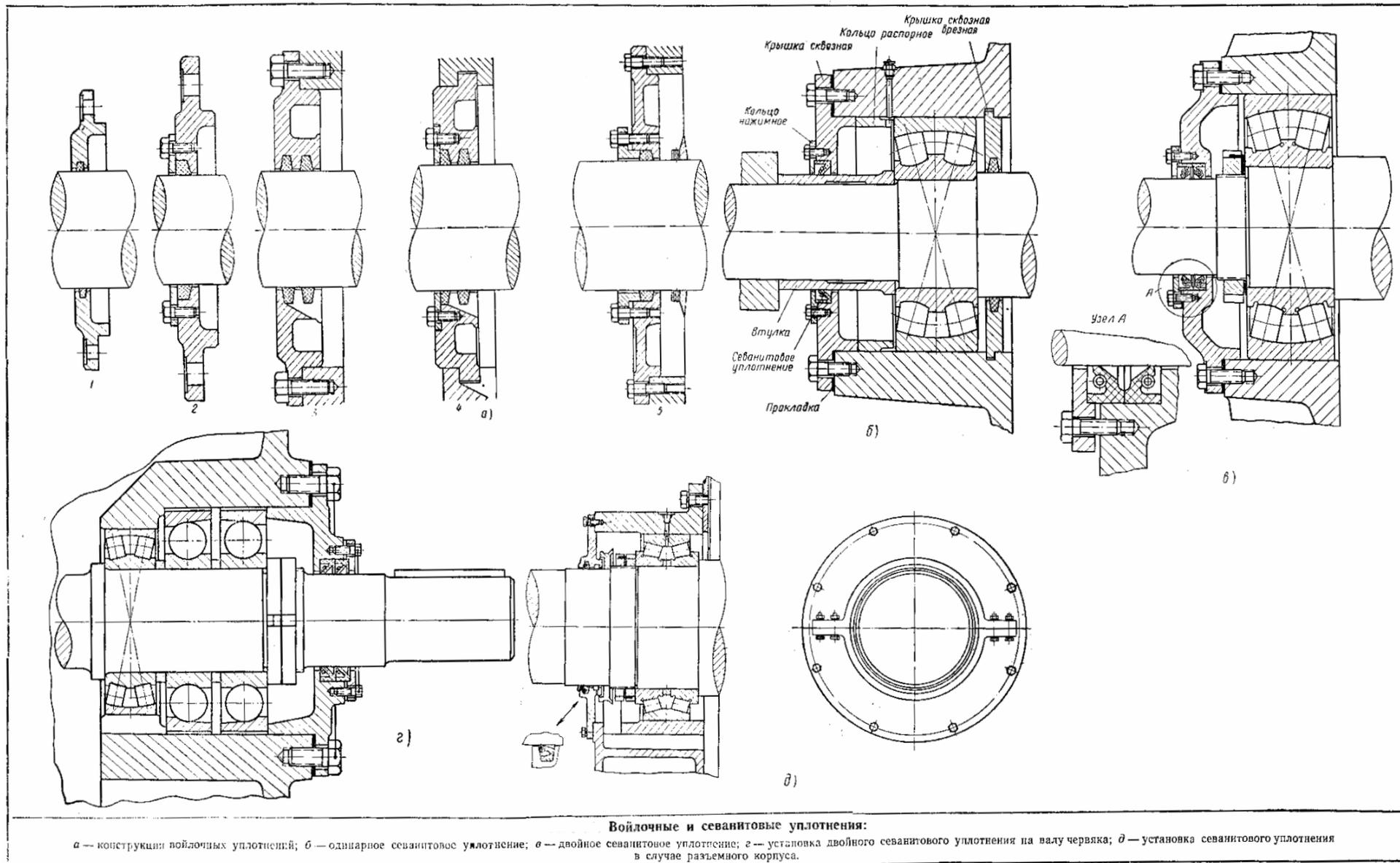




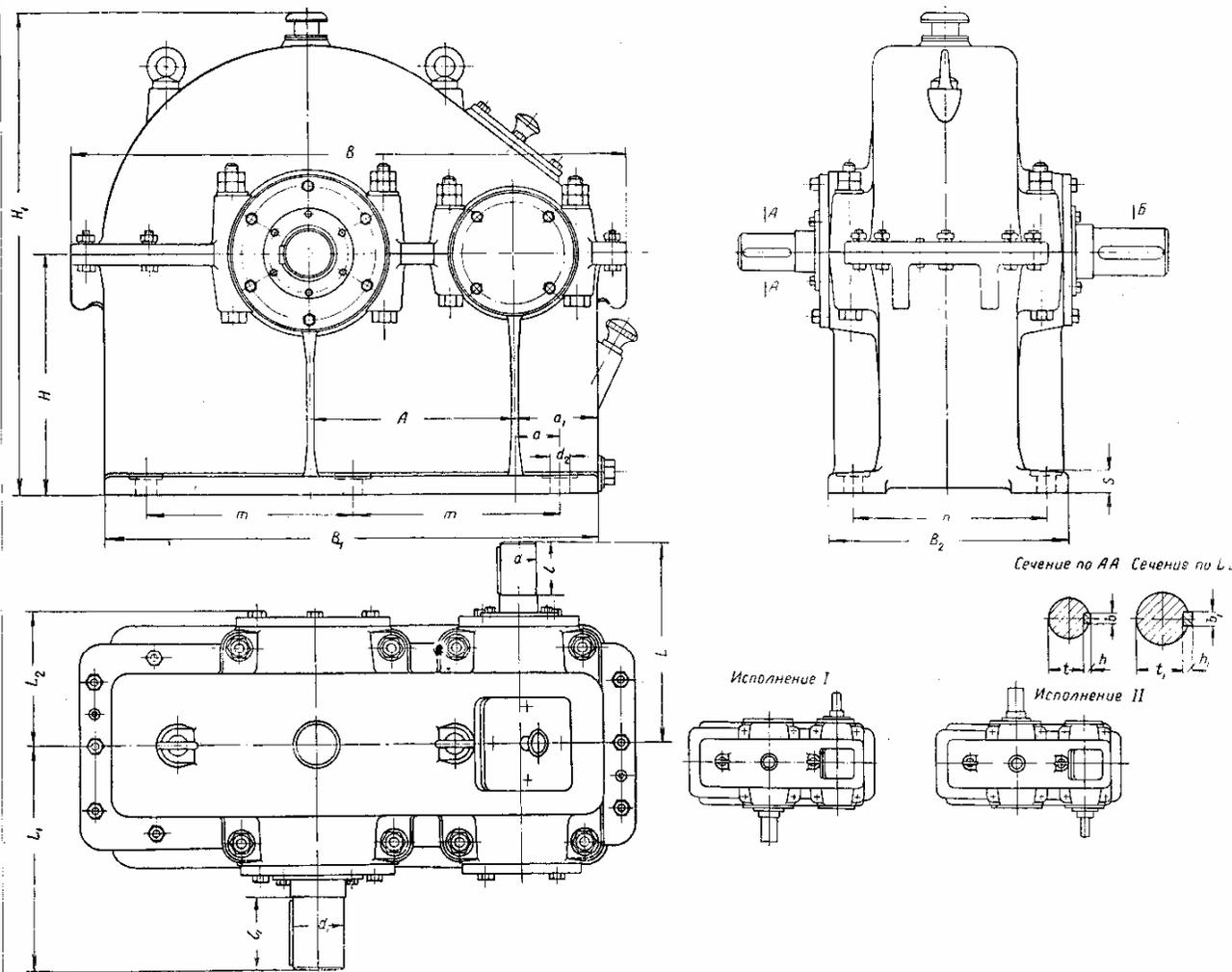
Установка подшипников на валу червячного колеса:

а — сферических роликовых подшипников; *б* — двухрядных конических подшипников; *в* — двухрядных конических подшипников при расстояниях между опорами более 500–600 мм; *г* — двухрядных конических подшипников при горизонтальном расположении колес





Габаритные размеры (в мм), весовые характеристики и объемы заливаемого масла цилиндрических одноступенчатых редукторов узкого типа, $B = 0,4A$ (с плоской опорой)

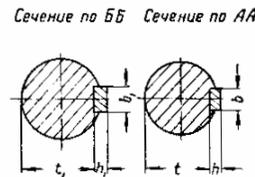
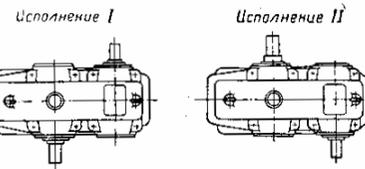
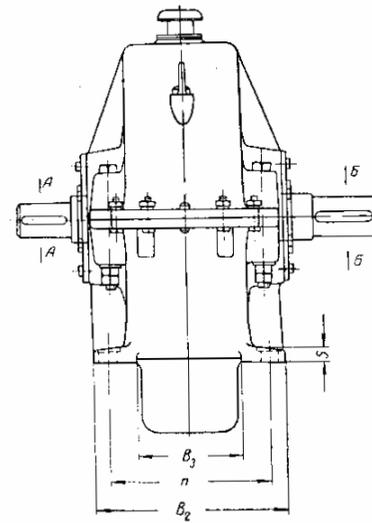
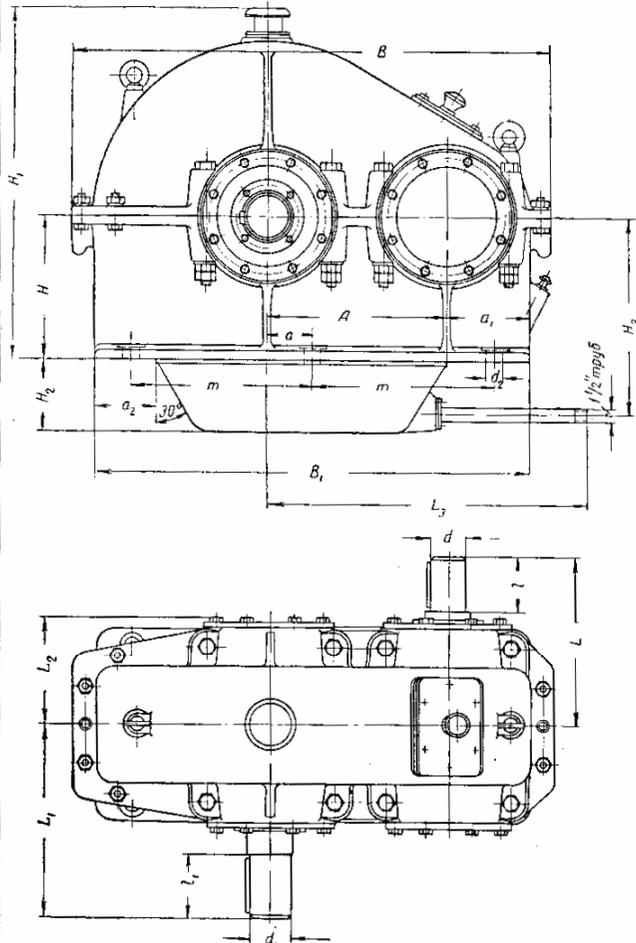


Межосевное расстояние A	B	B ₁	B ₂	H	H ₁	L	L ₁	L ₂
200	580	500	260	250	538	230	275	150
250	690	620	300	300	640	240	310	170
300	810	720	360	350	738	300	335	200
350	940	850	380	420	850	310	370	210
400	1060	950	440	480	958	370	430	225
450	1170	1080	480	550	1080	380	450	250
500	1340	1220	550	600	1160	420	530	290
600	1530	1420	600	650	1300	450	600	360
700	1760	1650	720	700	1440	550	670	430

Межосевное расстояние A	a	a ₁	a	d ₁	d ₂	m	n	l	l ₁
200	50	102	30	40	23	200	203	60	80
250	50	120	35	60	23	250	240	60	110
300	60	120	40	70	31	300	290	80	110
350	60	160	50	80	31	350	300	80	140
400	80	160	60	100	31	400	350	110	170
450	80	190	70	100	31	450	380	110	170
500	110	230	100	120	39	500	450	140	170
600	120	240	100	140	39	600	500	140	210
700	120	270	100	160	48	700	600	170	210

Межосевное расстояние A	r	Размеры опорки и паза						Вес в кг	Объем заливаемого масла в литрах
		b	b ₁	h	h ₁	t	t ₁		
200	20	8	12	7	8	26	35,5	195	6
250	25	10	18	8	11	30,5	54,5	350	10
300	30	12	20	8	12	35,5	64	590	15
350	30	16	24	10	14	45	73	630	25
400	30	18	28	11	16	54,5	92	700	50
450	35	20	28	12	16	64	92	850	65
500	40	28	32	16	18	92	111	1400	70
600	40	28	36	16	20	92	130	2100	80
700	50	28	40	16	22	92	149	2500	90

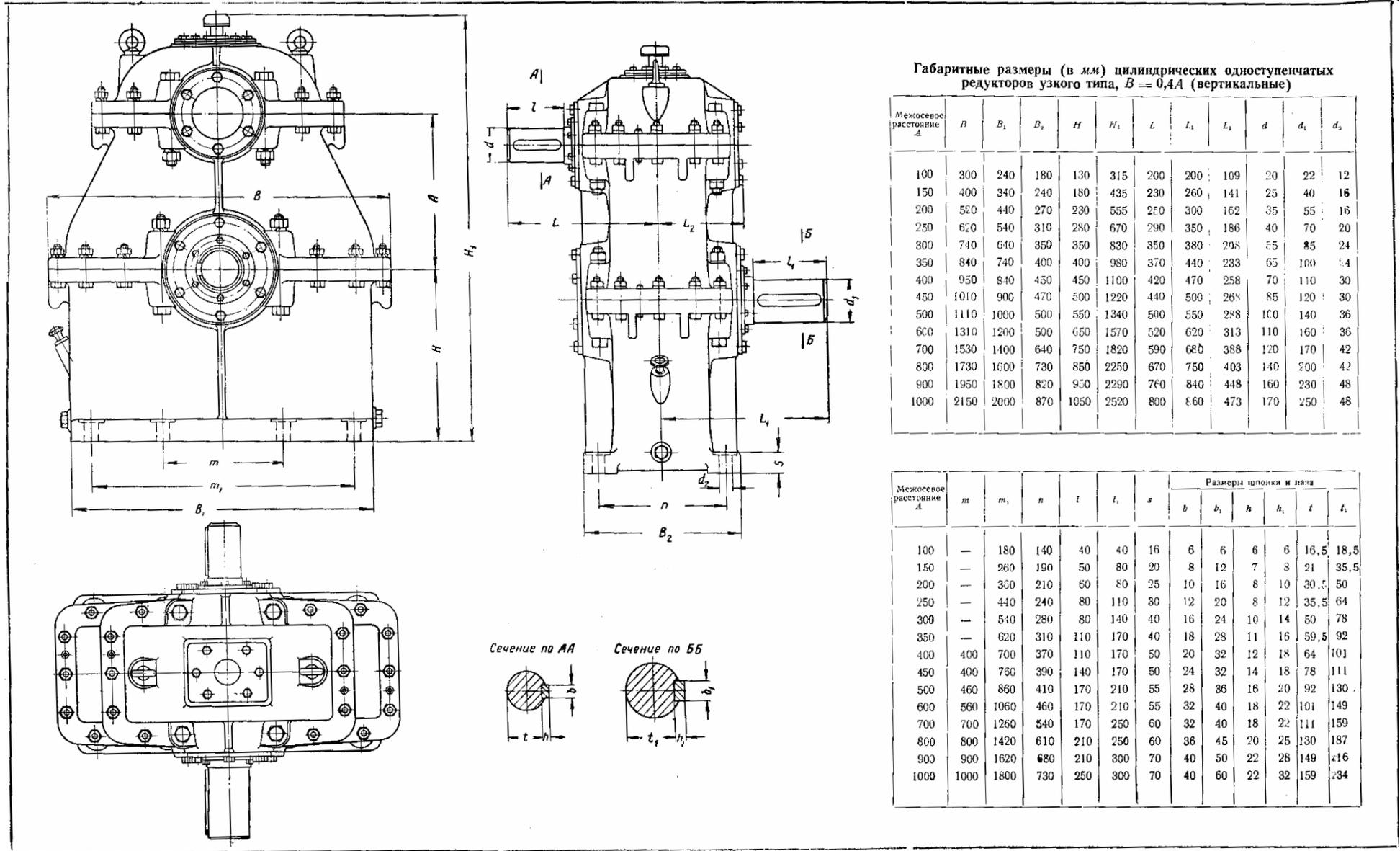
Габаритные размеры (в мм), весовые характеристики и объемы заливаемого масла цилиндрических одноступенчатых редукторов узкого типа, $B = 0,4 A$ (с опущенной масляной ванной)

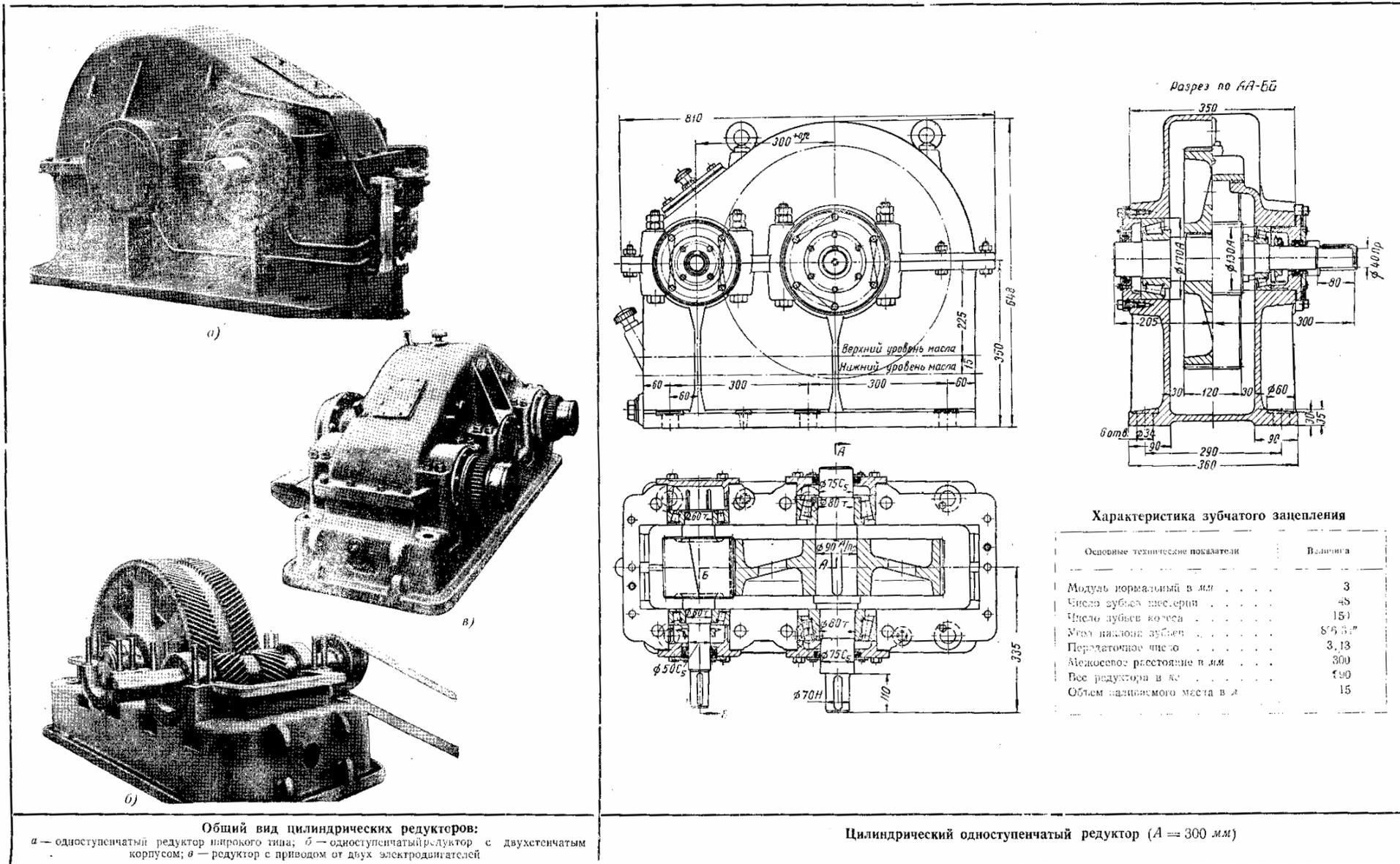


Межосевное расстояние А	Габаритные размеры (в мм)										
	B	B ₁	B ₂	B ₃	H	H ₁	H ₂	H ₃	L	L ₁	L ₂
500	1340	1220	550	290	400	960	200	545	420	530	290
600	1530	1420	600	340	450	1060	250	645	450	600	360
700	1760	1650	720	420	500	1240	300	745	530	670	430
800	2010	1880	850	470	550	1380	350	835	600	700	445
1000	2440	2310	1040	650	600	1637	420	950	827	810	570

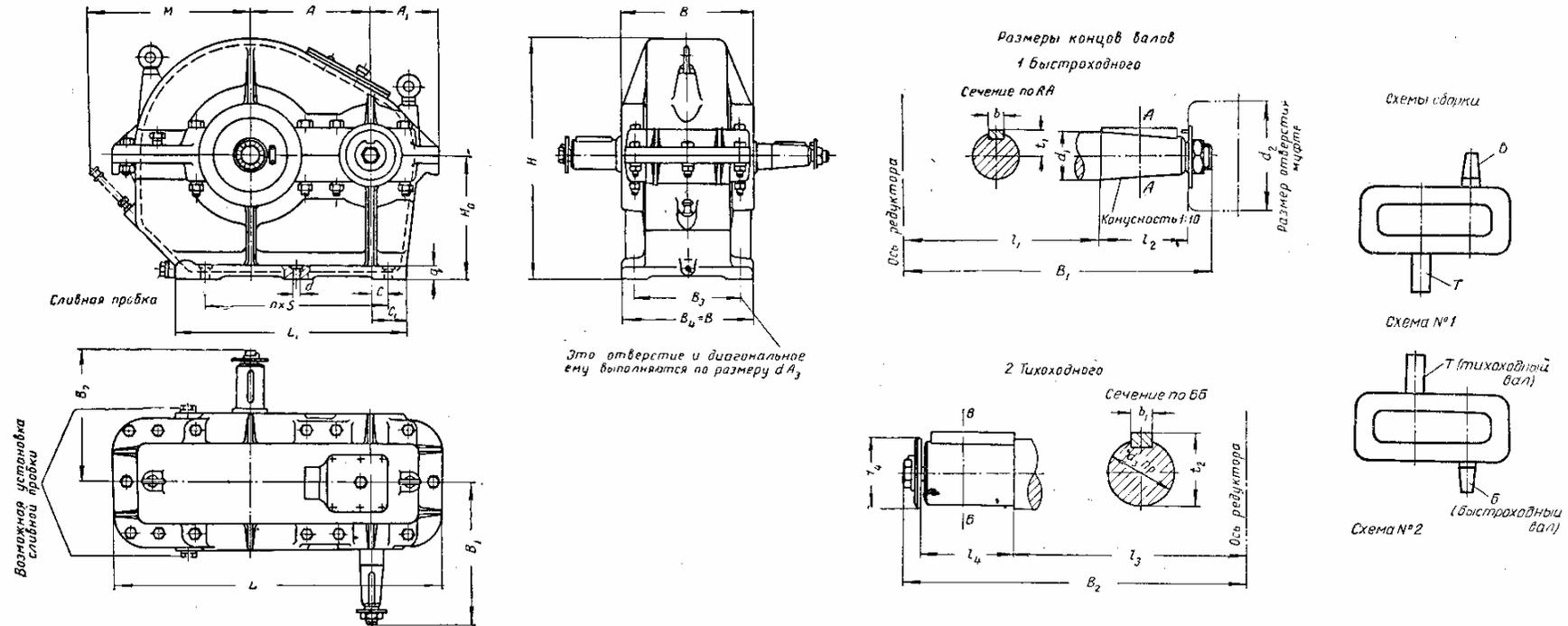
Межосевное расстояние А	Габаритные размеры (в мм)										
	L ₁	a	a ₁	a ₂	d	d ₁	d ₂	m	n	t	t ₁
500	900	110	230	180	100	120	39	500	450	140	170
600	1000	120	240	180	100	140	39	600	500	140	210
700	1100	120	270	200	100	160	48	700	600	170	210
800	1200	170	310	200	100	160	48	800	720	185	210
1000	1300	160	325	200	130	180	54	1000	900	210	250

Межосевное расстояние А	Размеры шпонки и паза							Вес в кг	Объем заливаемого масла в литрах
	s	b	b ₁	h	h ₁	t	r _t		
500	40	28	32	16	18	92	111	1280	70
600	40	28	35	16	20	92	130	1970	80
700	50	28	40	16	22	92	149	2370	90
800	60	28	40	16	22	92	149	3630	134
1000	70	36	45	20	25	120	167	9600	250



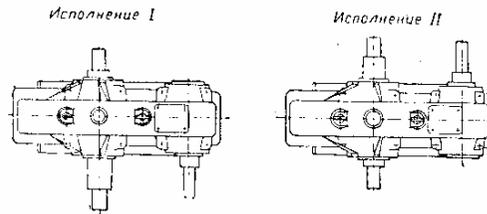
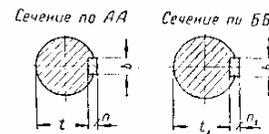
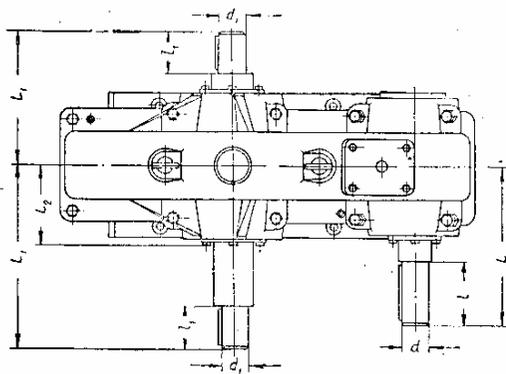
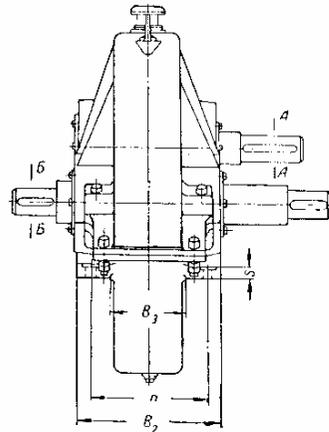
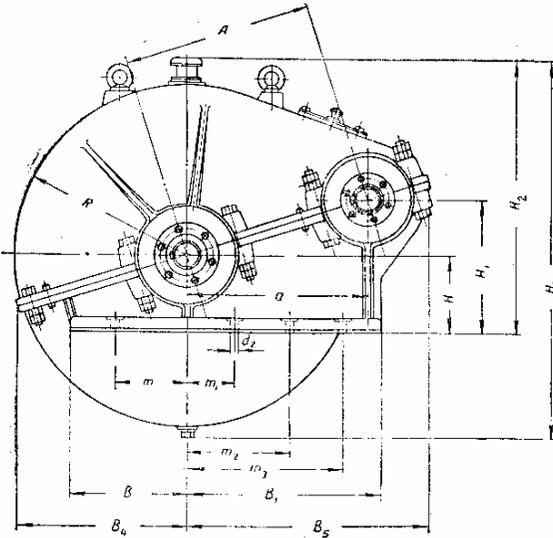


Конструктивные размеры (в мм) и вес цилиндрических одноступенчатых редукторов типа РЦ1



Обозначения редукторов	Межосевное расстояние А	Габаритные размеры						A ₁	B ₀	C	C ₁	H ₀	L ₁	M	g	Число и расстояние S между отверстиями диаметра d под анкерные болты		Размеры концов валов										Номера применяемых подшипников	Вес в кг		
		основные			по концам валов		быстроходного									тихоходного															
		B	H	L	быстроходного B ₁	тихоходного B ₂	d ₁									d ₂ начм.	l ₁	l ₂	b	t ₁	d ₄	d ₅	b ₁	t ₂	l ₃	l ₄					
РЦ1 100	100	154	233	340	157	159	95	115	30	52	125	260	—	18	1	170	15	30	55	82	60	8	16,5	35	45	12	40,5	92	55	306.308	39,0
РЦ1 150	150	190	323	460	210	220	115	150	35	60	170	330	225	22	1	230	17	40	75	100	85	12	21,5	55	65	18	63	115	85	408.412	80,0
РЦ1 200	200	225	423	590	265	265	142	180	45	70	225	410	275	25	1	300	17	50	85	155	85	16	28	80	90	28	93	125	120	410.317	136,0
РЦ1 250	250	300	515	715	345	300	165	230	45	75	265	505	330	25	2	190	25	60	110	205	108	18	32,5	80	90	28	93	160	120	7612.7318	250,0
РЦ1 300	300	330	610	840	360	315	190	260	45	75	315	580	420	30	2	230	25	60	110	220	108	18	32,5	80	90	28	93	175	120	7612.7318	327,0
РЦ1 350	350	385	697	975	412	397	220	315	55	95	355	695	465	35	2	280	32	90	150	242	135	24	49	110	130	36	127	228	143	7618.7526	610,0
РЦ1 400	400	400	792	1118	420	404	253	320	110	150	400	870	500	35	2	350	32	90	150	250	135	24	49	110	130	36	127	235	145	7618.7526	820,0

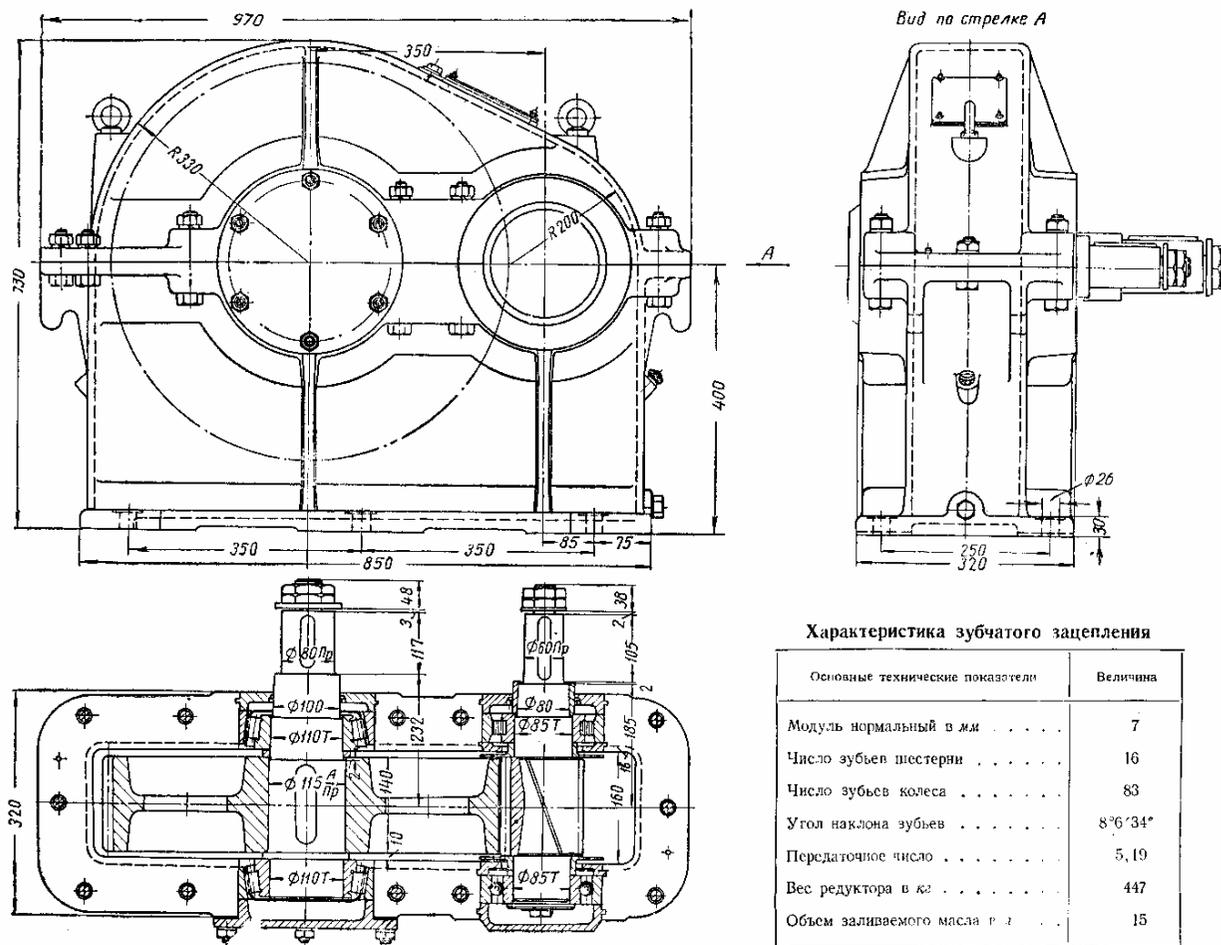
Основные размеры (в мм), весовые характеристики и объемы заливаемого масла цилиндрических одноступенчатых наклонных редукторов



Межосевное расстояние A	a	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	H	H ₁	H ₂	H ₃	L
450	433,9	336	655	450	240	440	790	220	340	745	980	422
500	485,4	365	735	450	260	465	790	220	340	740,5	1000	436
600	508,2	400	630	480	300	550	745	240	435	880	1215	450

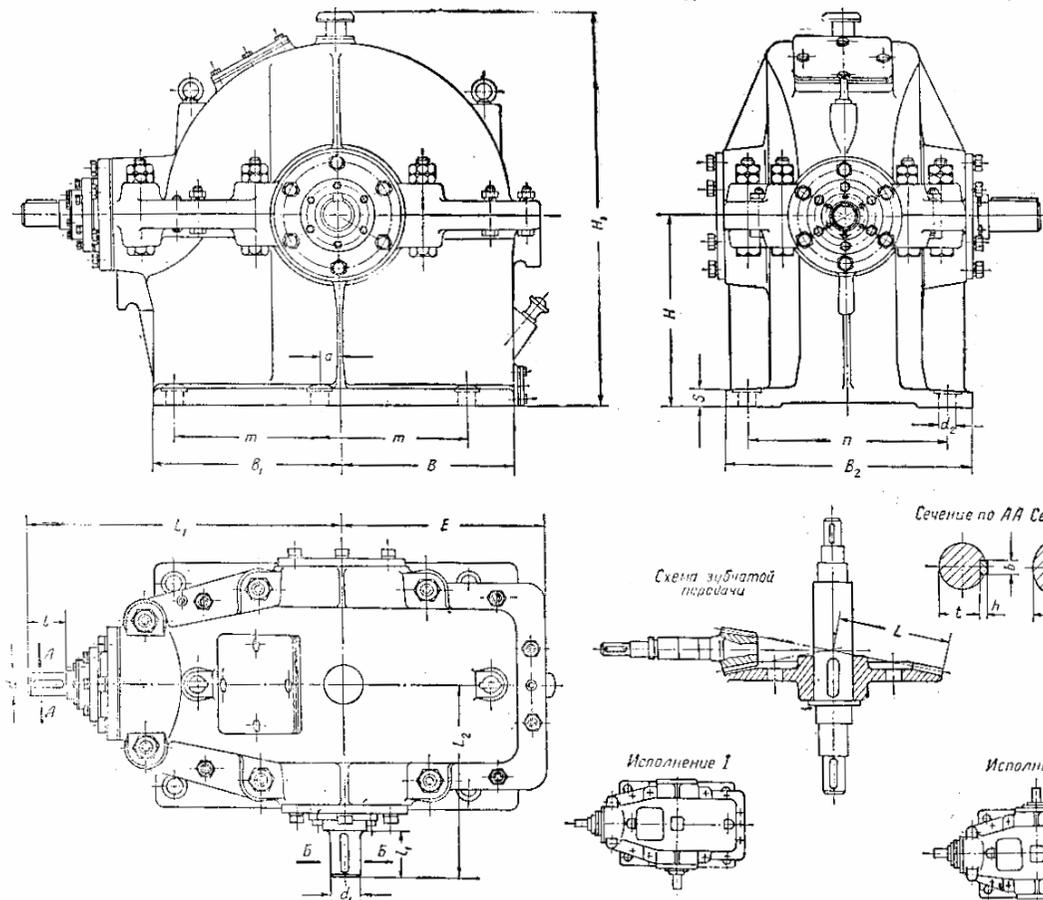
Межосевное расстояние A	L ₁	L ₂	R	d	d ₁	d ₂	m	m ₁	m ₂	m ₃	n	l
450	435	265	434	80	100	27	245	245	435	610	360	140
500	475	275	460	100	100	27	250	250	435	685	360	165
600	470	255	550	100	120	27	270	180	360	540	380	170

Межосевное расстояние A	L ₁	s	Размер шпонки и паза						Вес в кг	Объем заливаемого масла в л
			b	b ₁	h	h ₁	l	l ₁		
450	165	35	24	28	14	16	73	92	962	9
500	170	35	28	28	16	16	92	92	1170	12
600	170	35	28	32	16	18	92	111	—	15



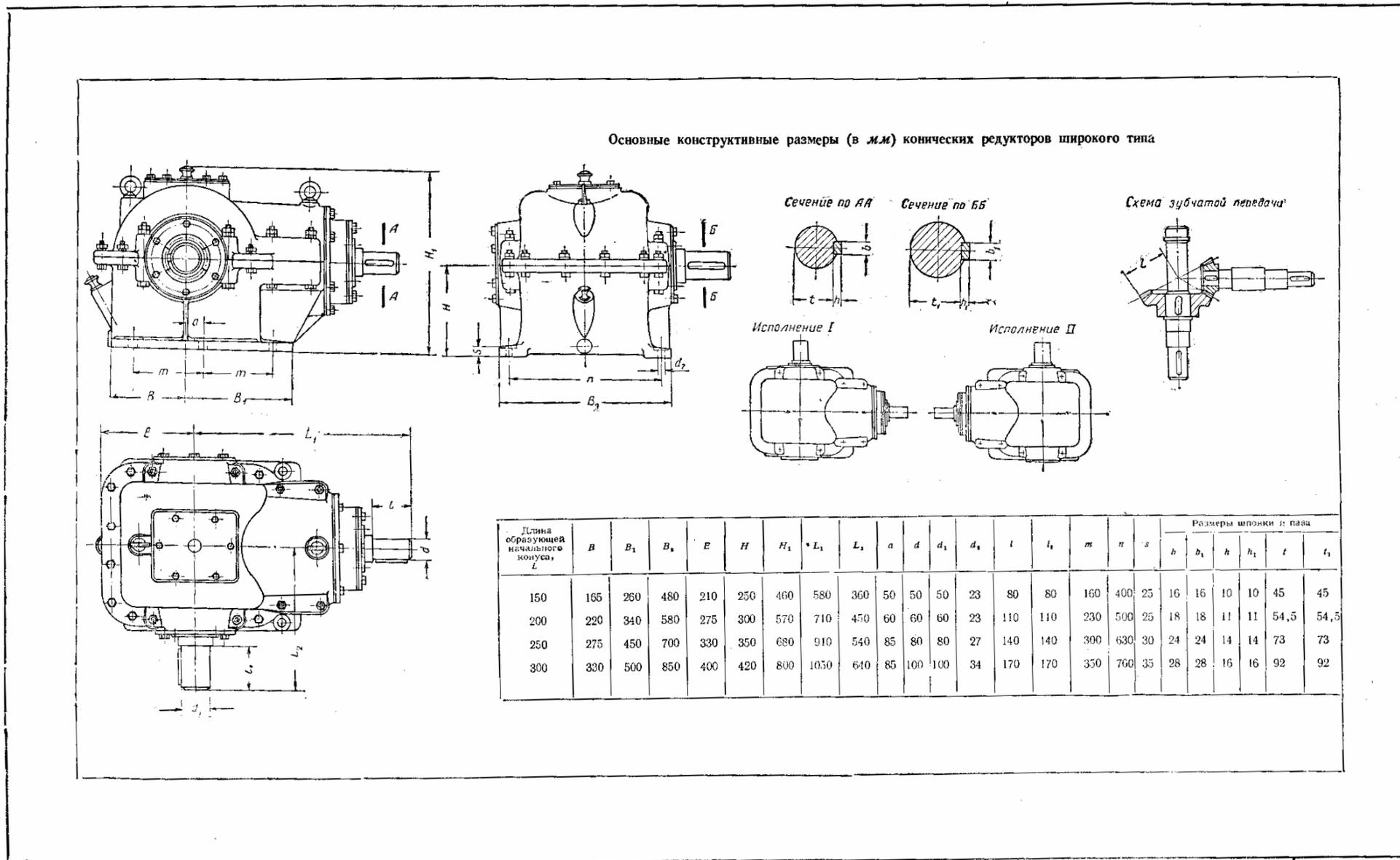
Одноступенчатый редуктор Г 350 конструкции завода имени С. М. Кирова

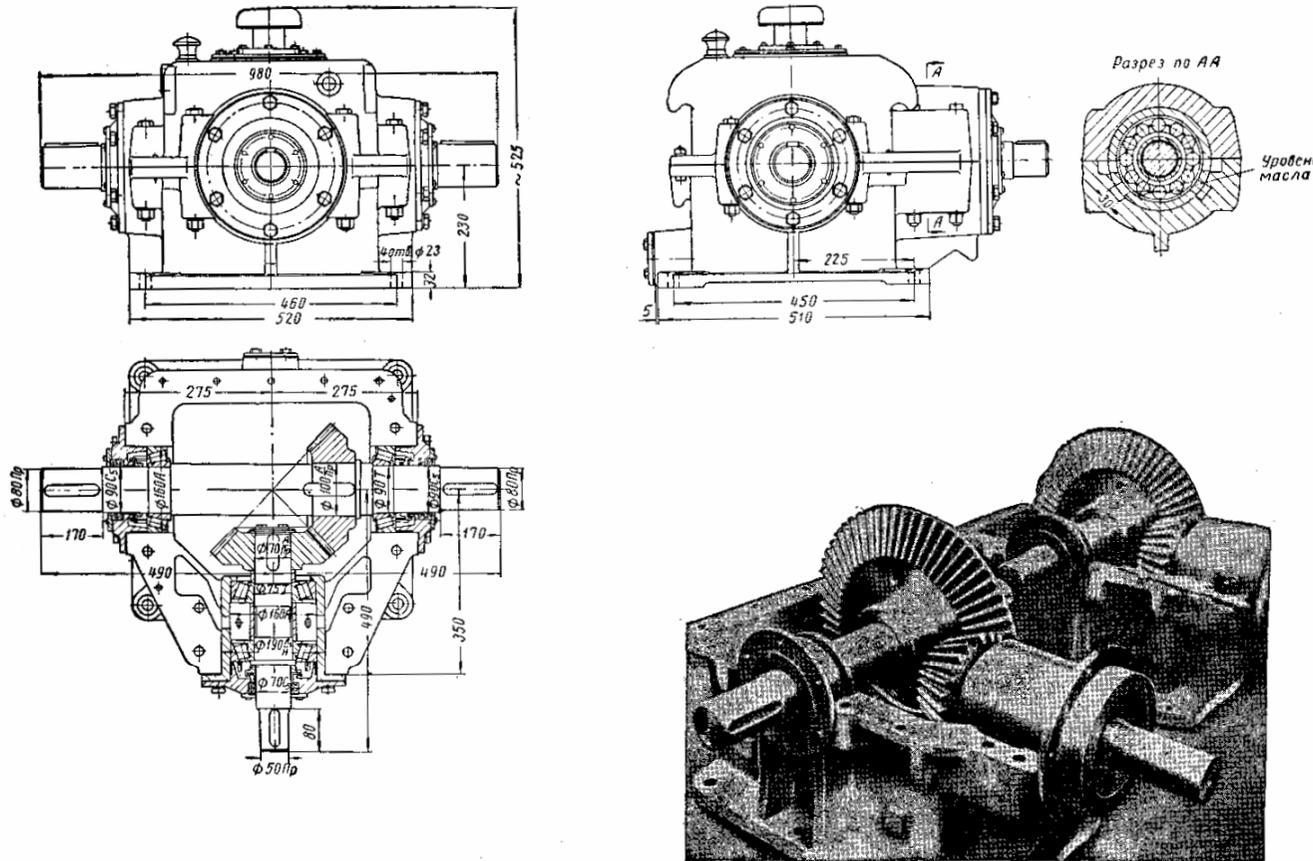
Основные конструктивные размеры (в мм) конических редукторов узкого типа



Длина образующей начального конуса, L	Размер шпонки и паза										
	B	B_1	B_2	E	H	H_1	L_1	L_2	a	d	d_1
200	215	305	400	260*	250	545	580	320	50	40	51
250	270	350	440	330	330	648	680	370	50	50	60
300	330	450	500	390	350	758	810	430	60	60	80
400	435	605	600	500	480	993	1060	520	85	80	100

Длина образующей начального конуса, L	Размер шпонки и паза											
	a_1	t	t_1	m	n	s	b	b_1	h	h_1	t	t_1
200	23	80	80	200	330	25	12	16	8	10	35,5	45
250	23	80	110	250	370	25	16	18	10	11	45	54,5
300	27	110	110	320	420	30	18	24	11	14	54,5	73
400	34	140	170	450	520	35	24	28	14	16	73	92

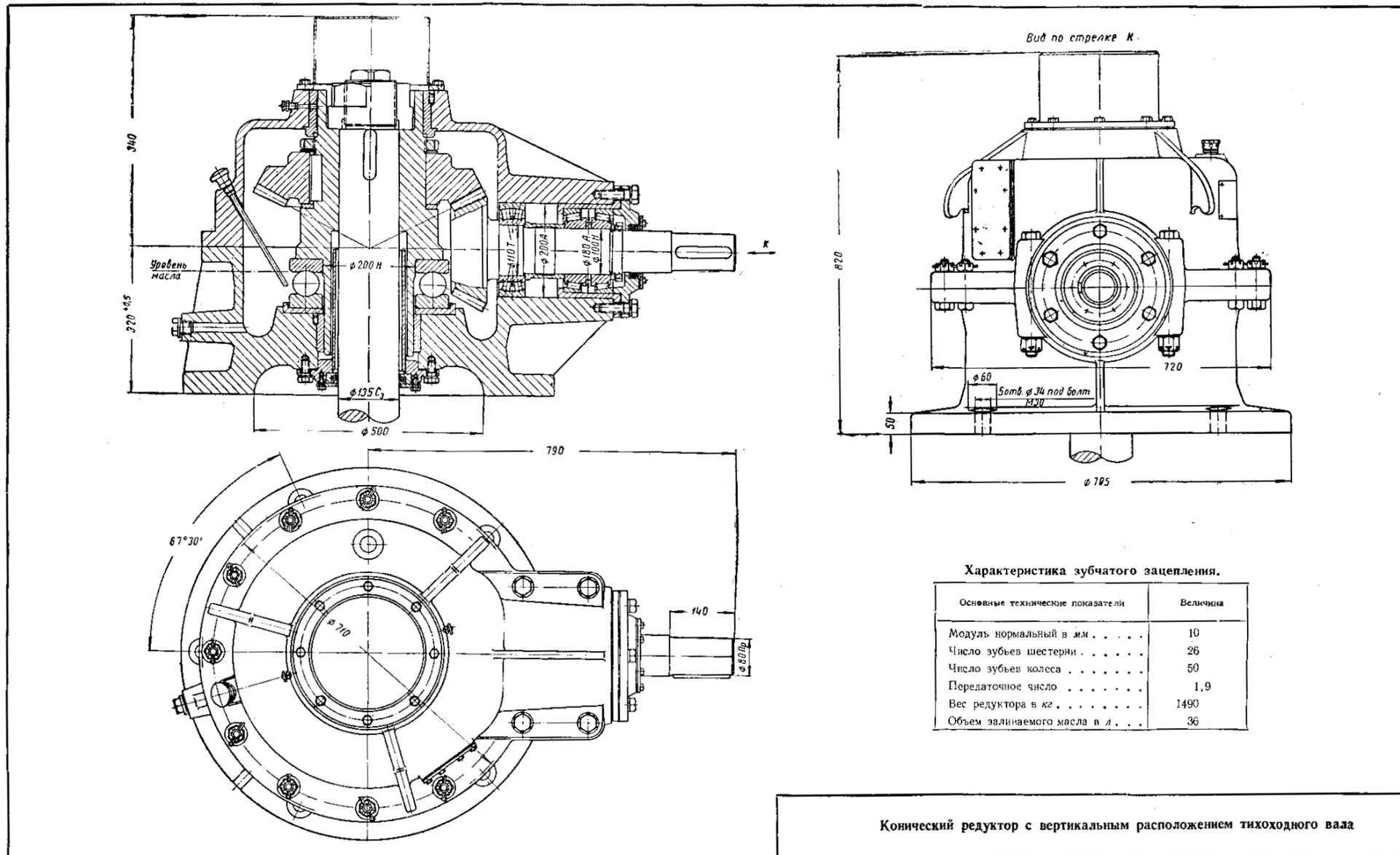




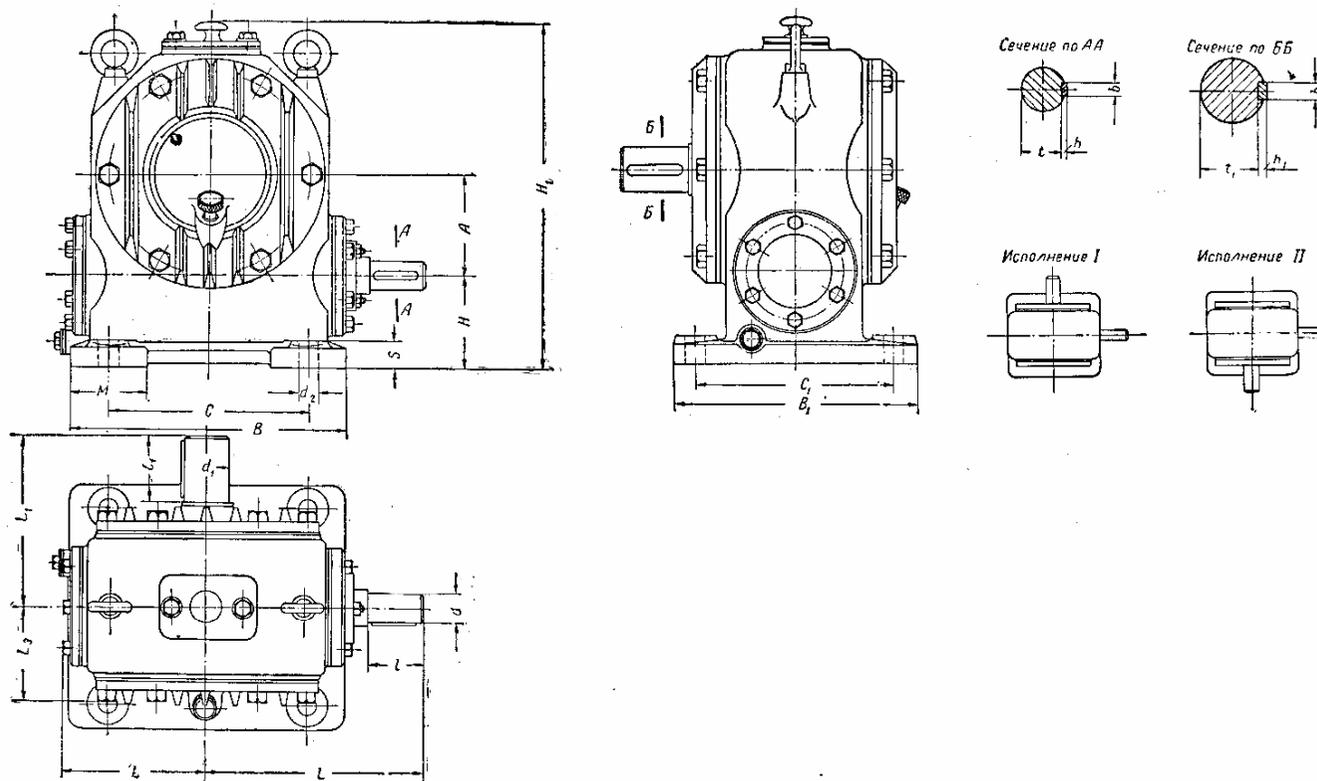
Характеристика зубчатого зацепления

Основные технические показатели	Величина
Модуль торцовый в мм	6
Число зубьев шестерни	37
Число зубьев колеса	40
Угол наклона зубьев	12°
Передаточное число	1,08
Вес редуктора в кг	410

Общий вид конического редуктора широкого типа

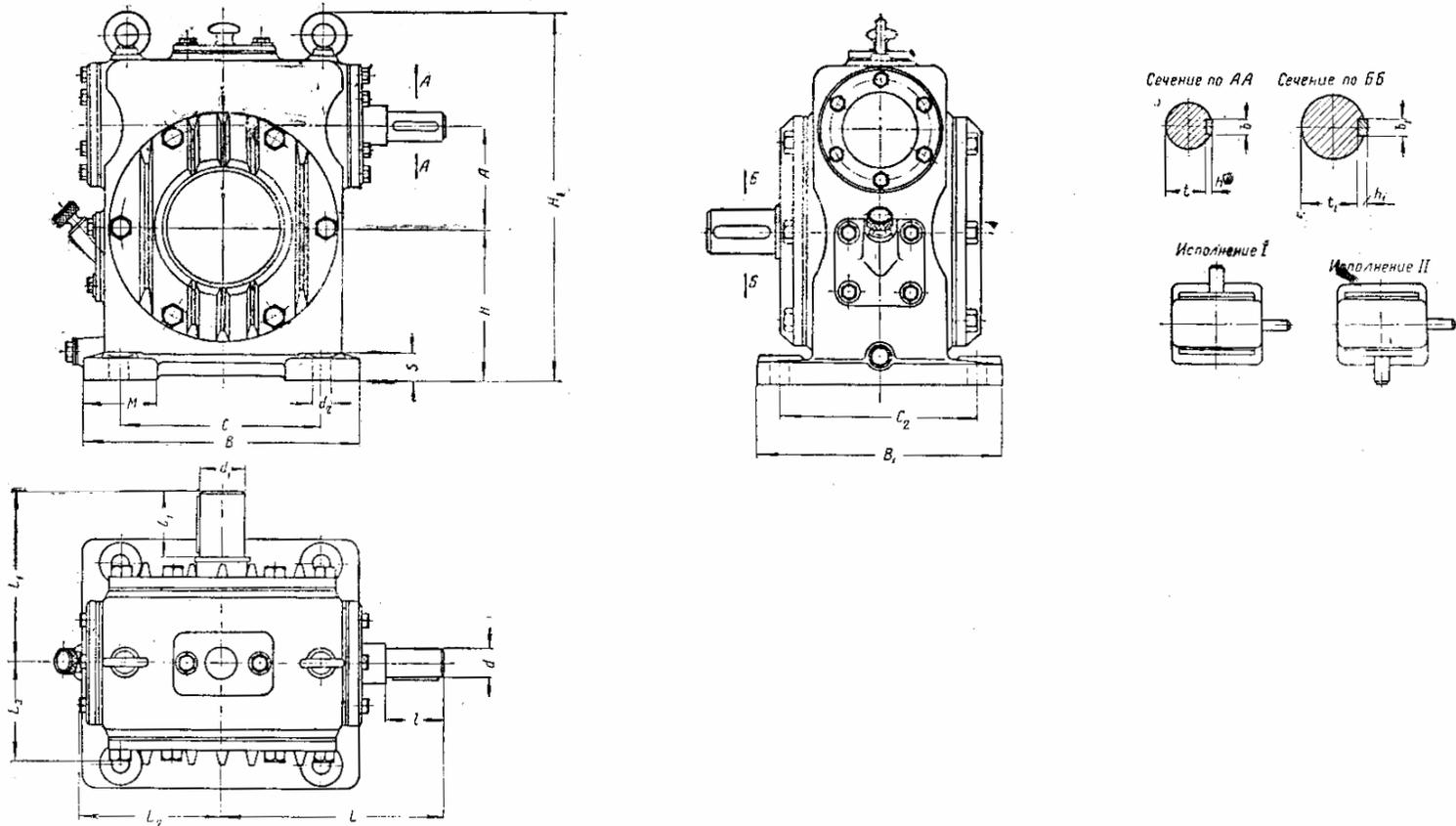


Габаритные размеры (в мм) и вес червячных редукторов с нижним червяком и неразъемным корпусом



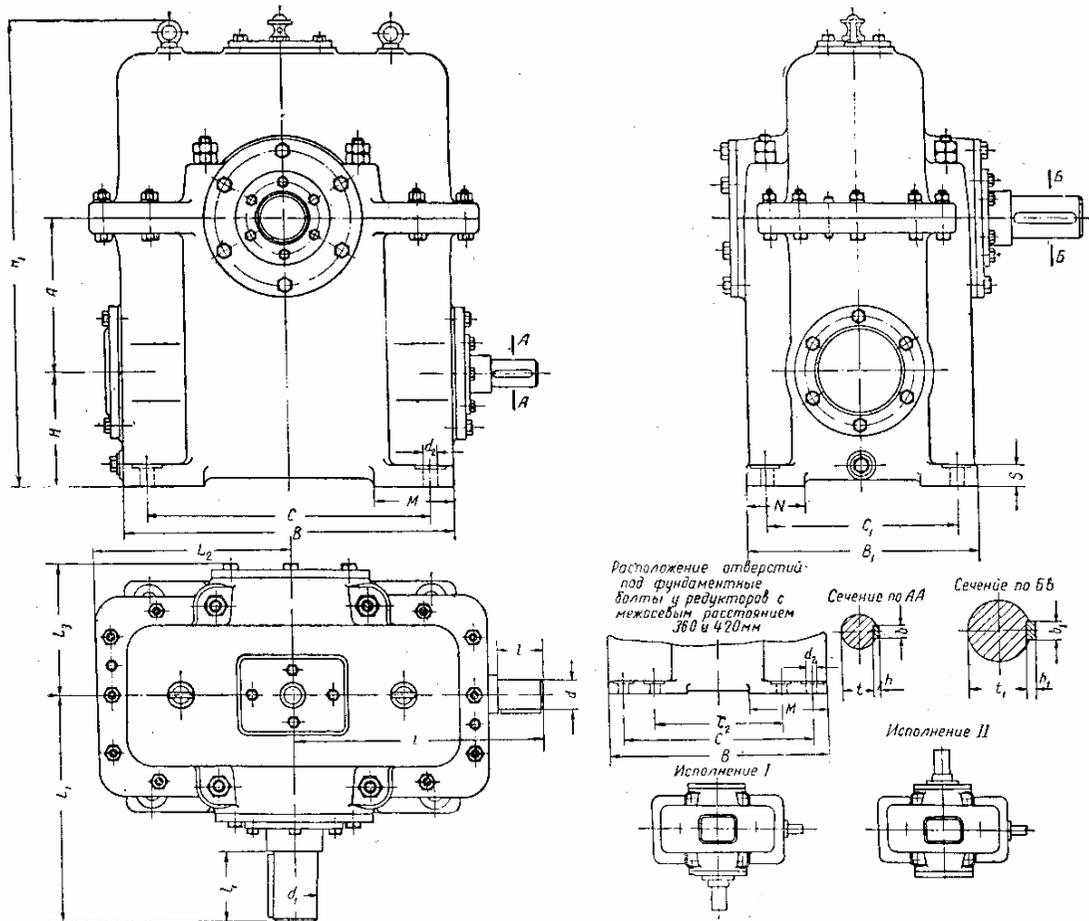
Межосевое расстояние A	B	B ₁	C	C ₁	H	H ₁	L	L ₁	L ₂	L ₃	M	d	d ₁	d ₂	i	t	t ₁	z	Размер шпонки и паза						Вес в кг
																			b	b ₁	h	h ₁	t	t ₁	
100	260	240	190	195	90	338	215	174	140	92	70	30	40	22	58	78	25	8	12	7	8	26	35,5	56	
150	390	320	300	265	125	480	294,5	232,5	212	128,5	90	40	50	26	78	87	30	12	16	8	10	35,5	45	—	

Габаритные размеры (в мм) и вес червячных редукторов с верхним червяком и неразъемным корпусом



Межосевое расстояние A	B	B ₁	C	C ₂	H	H ₁	L	L ₁	L ₂	L ₃	M	d	d ₁	d ₂	l	l ₁	s	Размер шпонки и паза						Вес, кг
																		b	b ₁	h	A ₁	r	r ₁	
50	150	160	120	130	68	180	120	98	78	58	40	18	18	13	38	38	16	5	5	5	5	15	15	9,7
80	215	215	170	170	110	275	150	140	112,5	80	60	22	30	17	38	58	22	6	8	6	7	18,5	26	28
100	260	240	190	195	150	360	215	174	140	92	70	30	40	22	58	78	25	8	12	7	8	26	35,5	56
150	390	320	300	265	205	490	294,5	232,5	212	128,5	90	40	50	26	78	87	30	12	16	8	10	35,5	45	—

Габаритные размеры (в мм), весовые характеристики и объемы заливаемого масла червячных редукторов с нижним расположением червяка и разъемным корпусом

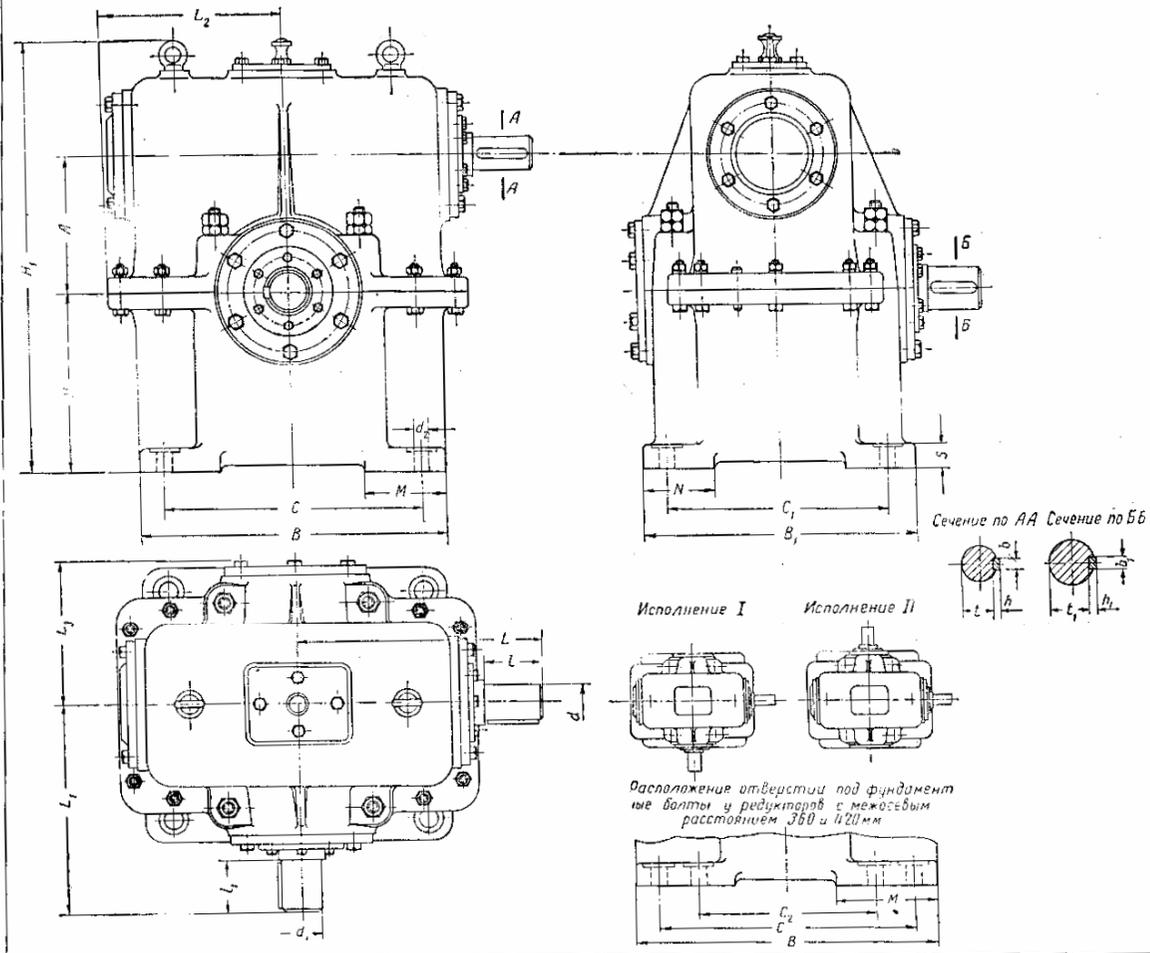


Межосевое расстояние A	B	B ₁	C	C ₁	C ₂	H	H ₁	L	L ₁
120	350	260	290	220	—	150	450	290	260
150	370	340	310	280	—	150	520	310	310
180	430	360	360	300	—	180	605	370	360
210	490	400	400	320	—	210	710	400	410
240	550	430	440	360	—	240	810	440	420
270	610	450	500	380	—	270	915	480	480
300	670	500	520	420	—	300	1010	540	490
360	780	550	680	450	400	320	1190	600	520
420	870	660	770	560	450	340	1300	670	610

Межосевое расстояние A	L ₂	L ₃	M	N	d	d ₁	d ₂	t	t ₁	s
120	185	155	90	90	30	50	18	60	80	20
150	230	190	100	90	35	60	25	60	110	30
180	260	205	120	90	40	70	25	80	110	30
210	300	225	140	100	45	80	25	80	140	30
240	330	235	160	120	50	90	30	80	140	40
270	360	255	180	130	55	100	30	80	170	40
300	390	265	200	140	70	120	30	110	170	40
360	460	290	230	140	80	140	30	140	210	50
420	505	370	260	150	90	160	30	140	210	60

Межосевое расстояние A	Размер шпонки и вала						Вес в кг	Объем заливаемого масла в дм ³
	b	b ₁	h	b ₁	t	t ₁		
120	8	16	7	10	26	45	90	5
150	10	18	8	11	30,5	51,5	120	7
180	12	20	8	12	35,5	64	300	10
210	14	24	9	14	40	73	400	12
240	16	24	10	14	45	83	525	15
270	16	28	10	16	50	92	755	20
300	20	32	12	18	64	111	920	25
360	24	36	14	20	73	130	1130	30
420	24	40	14	22	83	149	1450	50

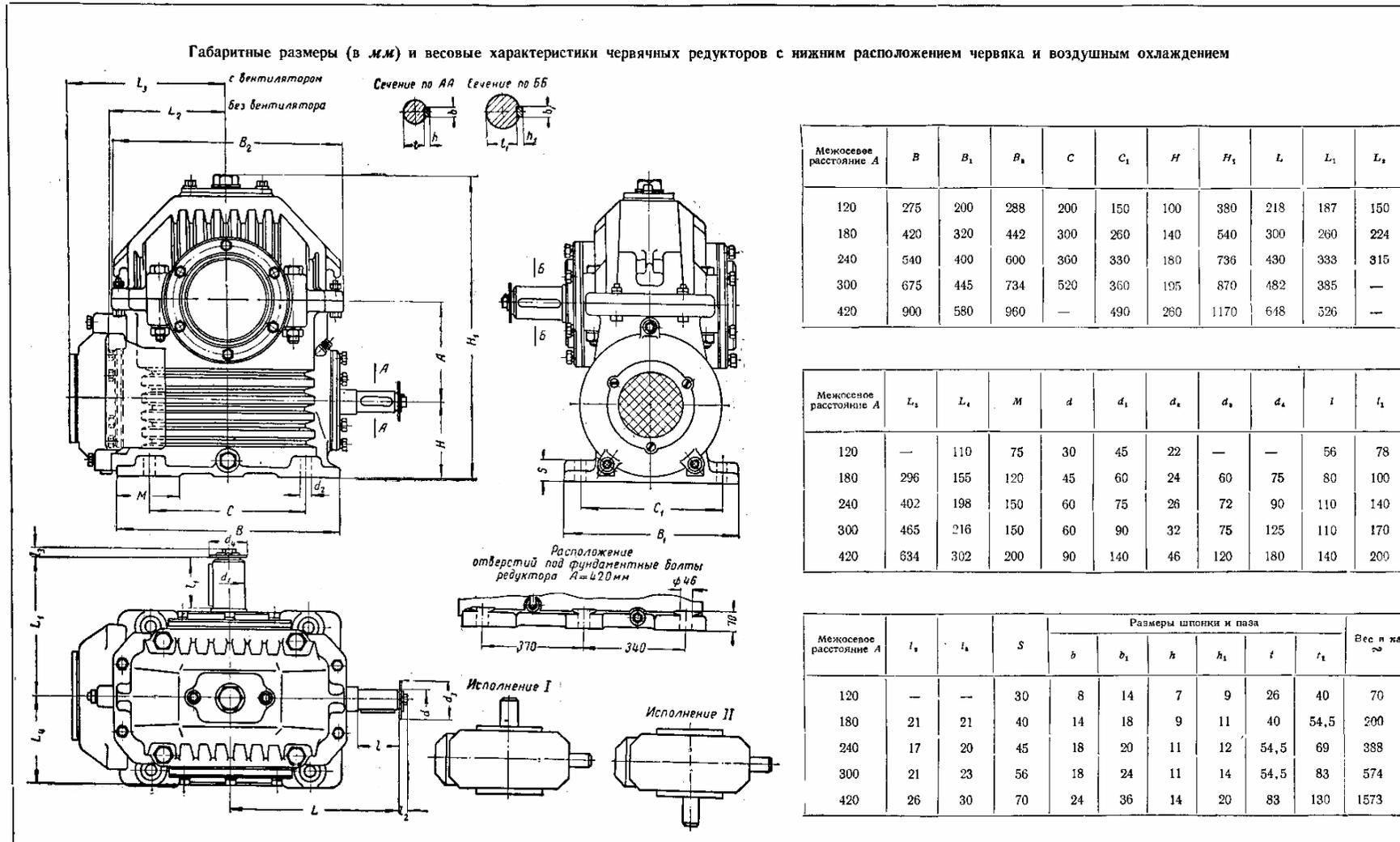
Габаритные размеры (в мм) и весовые характеристики червячных редукторов с верхним расположением червяка и разъемным корпусом



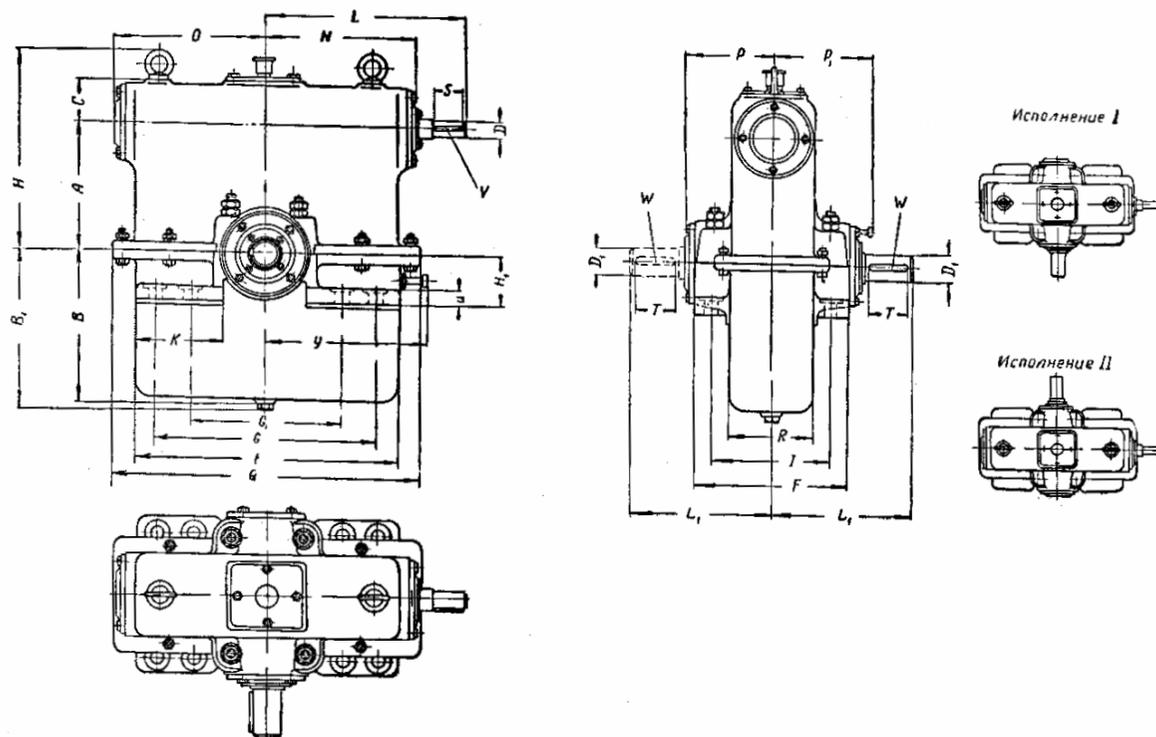
Межосевое расстояние A	B	B ₁	C	C ₁	C ₂	H	H ₁	L	L ₁
120	350	260	290	220	—	150	450	290	260
150	370	340	310	280	—	210	520	310	340
180	430	360	360	300	—	250	605	370	360
210	490	400	400	320	—	280	700	400	410
240	550	430	440	360	—	320	780	440	420
270	610	450	500	380	—	350	865	480	480
300	670	500	520	420	—	390	945	540	490
360	780	550	680	450	400	460	1130	600	520
420	870	660	770	560	450	480	1240	670	610

Межосевое расстояние A	L ₂	L ₃	M	N	a	a ₁	a ₂	i	i ₁
120	185	155	90	90	30	50	18	60	80
150	230	190	100	90	35	60	25	60	110
180	260	205	120	90	40	70	25	80	110
210	300	225	140	100	45	80	25	80	140
240	330	235	160	120	50	90	30	80	140
270	360	255	180	130	55	100	30	80	170
300	390	265	200	140	70	120	30	110	170
360	460	290	230	140	80	140	30	140	210
420	505	370	260	150	90	160	30	140	210

Межосевое расстояние A	s	Размеры шпонки и паза						Вес в кг
		b	b ₁	h	h ₁	f	f ₁	
120	20	8	16	7	10	26	45	70
150	30	10	18	8	11	30,5	54,5	—
180	30	12	20	8	12	35,5	64	—
210	30	14	24	9	14	40	73	—
240	40	16	24	10	14	45	83	—
270	40	16	28	10	16	50	92	—
300	40	20	32	12	18	64	111	—
360	50	24	36	14	20	73	130	1020
420	60	24	40	14	22	83	149	—

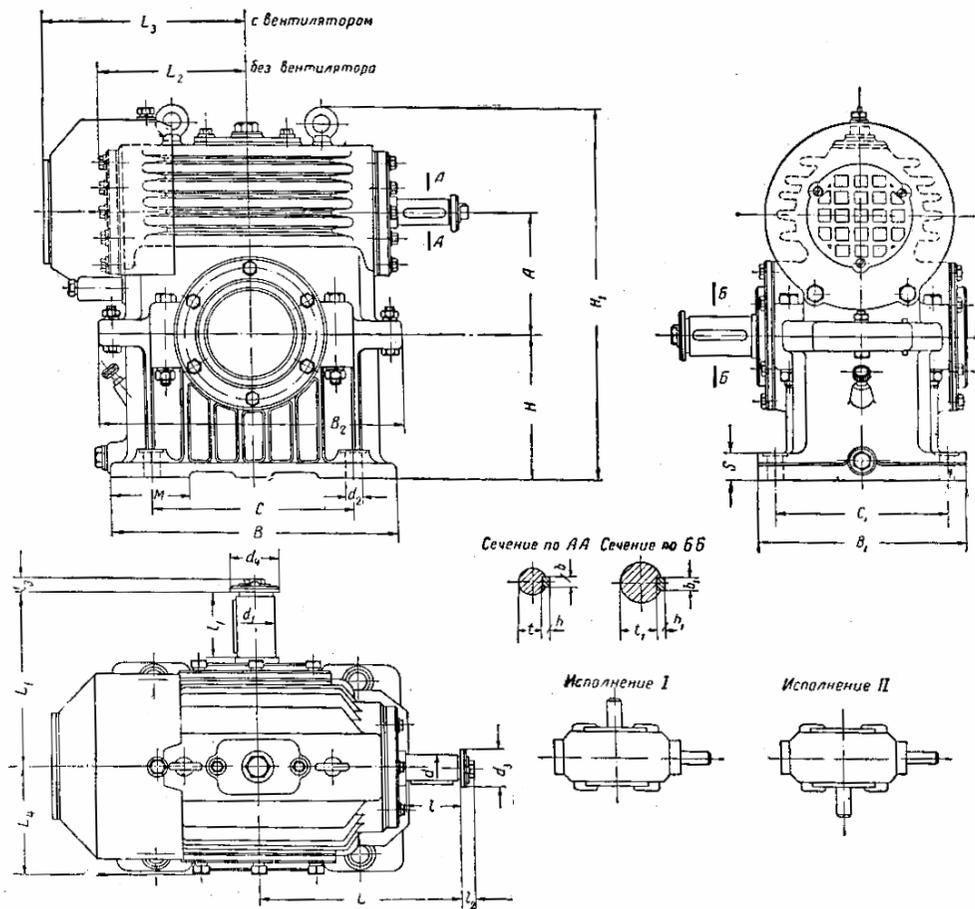


Габаритные размеры (в мм) крановых червячных редукторов



A	B	B ₁	C	D	D ₁	E	F	G	G ₁	H	H ₁	I	K	L	L ₁	N	O	P	P ₁	Q	R	S	T	α	γ	Сечение шпонки		Фундаментные болты диаметр
																										V	W	
150	185	200	105	35	60	370	340	280	—	310	105	280	80	305	310	215	235	200	225	455	200	45	70	30	230	10 × 8	18 × 11	M16
180	225	240	125	40	70	430	380	320	—	360	125	320	100	340	350	255	275	205	245	515	230	45	90	30	260	12 × 8	20 × 12	M16
210	255	270	135	45	80	490	400	410	310	420	135	340	120	400	380	285	320	225	265	585	250	60	100	30	290	14 × 9	24 × 14	M16
240	295	310	145	50	90	550	420	450	330	460	135	360	150	430	400	320	350	235	275	645	270	60	100	40	330	16 × 10	24 × 14	M20
270	335	350	155	55	100	610	440	500	360	515	145	380	170	480	450	350	375	255	305	705	290	70	120	40	360	16 × 10	28 × 16	M20
300	365	380	165	70	120	670	450	560	400	555	165	400	180	540	480	380	420	265	315	765	310	90	140	40	390	20 × 12	32 × 18	M20
360	410	430	200	80	160	840	560	680	520	670	160	480	220	625	580	470	490	365	415	965	360	90	160	50	490	24 × 14	40 × 22	M20
420	470	490	210	90	160	950	590	770	470	740	165	510	300	695	620	520	580	385	435	1075	390	100	160	60	545	24 × 14	40 × 22	M20

Габаритные размеры (в мм) и весовые характеристики червячных редукторов с верхним расположением червяка и воздушным охлаждением

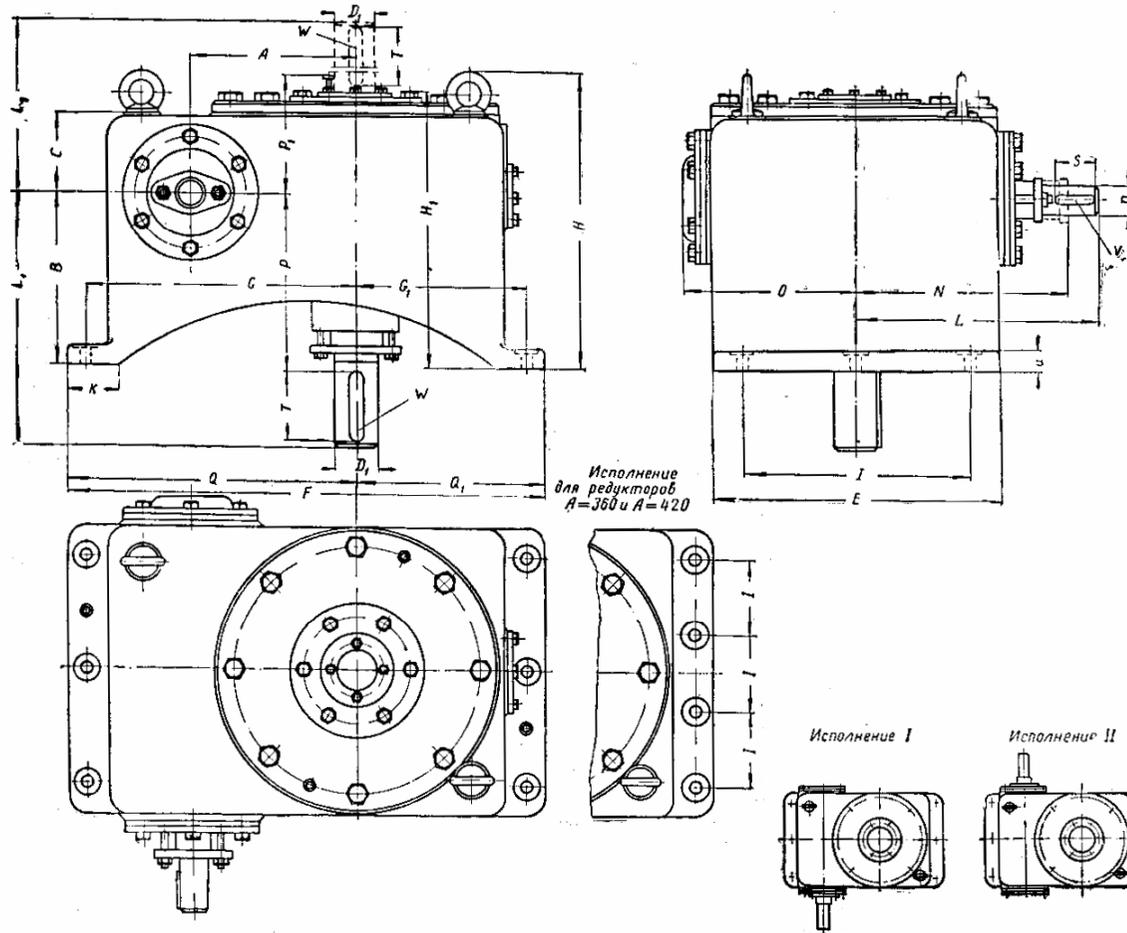


Межосевное расстояние A	B	B_1	B_2	C	C_1	H	H_1	L	L_1	L_2
120	275	200	288	200	150	150	370	218	187	150
180	420	310	442	300	260	210	543	300	259	223,5

Межосевное расстояние A	L_3	L_4	M	d	d_1	d_2	d_3	d_4	t	t_1
120	—	110	75	30	45	22	—	—	56	78
180	294	156	120	45	60	23	60	75	78	98

Межосевное расстояние A	t_2	t_3	S	Размеры шпонки и паза						Вес в кг
				b	b_1	h	h_1	t	t_1	
120	—	—	30	8	14	7	9	26	40	70
180	21	21	40	14	18	9	11	40	54,5	182

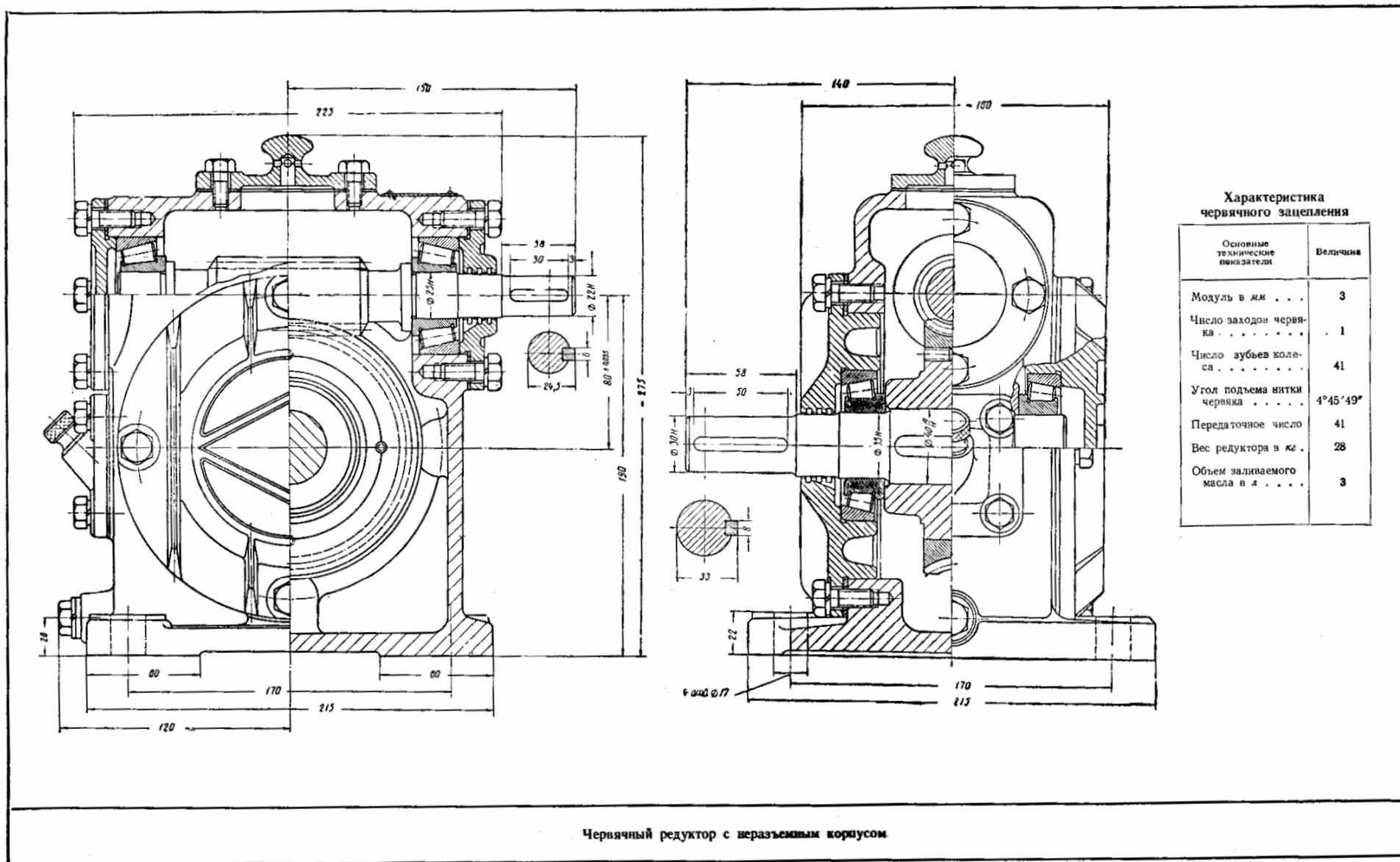
Габаритные размеры (в мм) червячных редукторов с боковым червяком

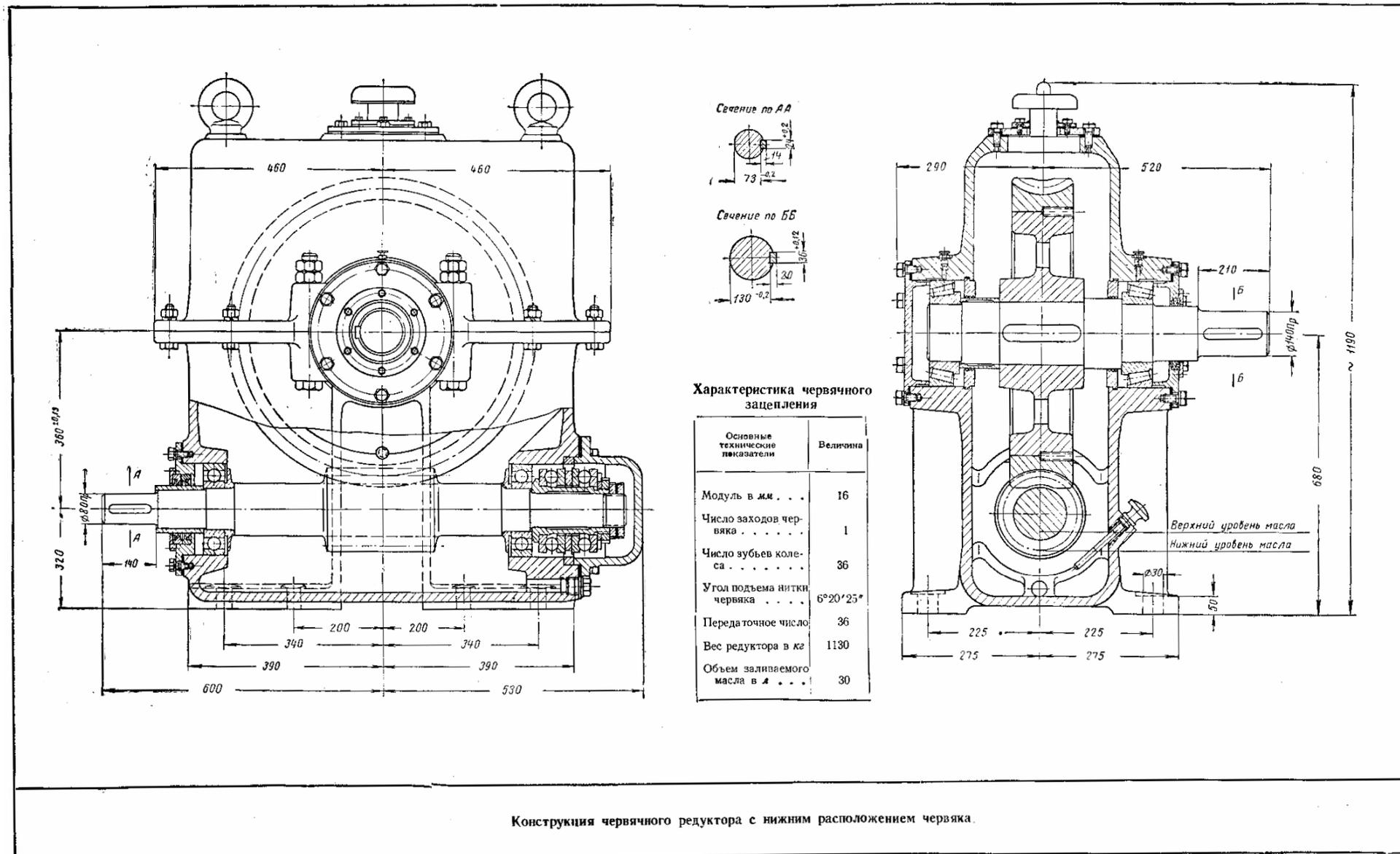


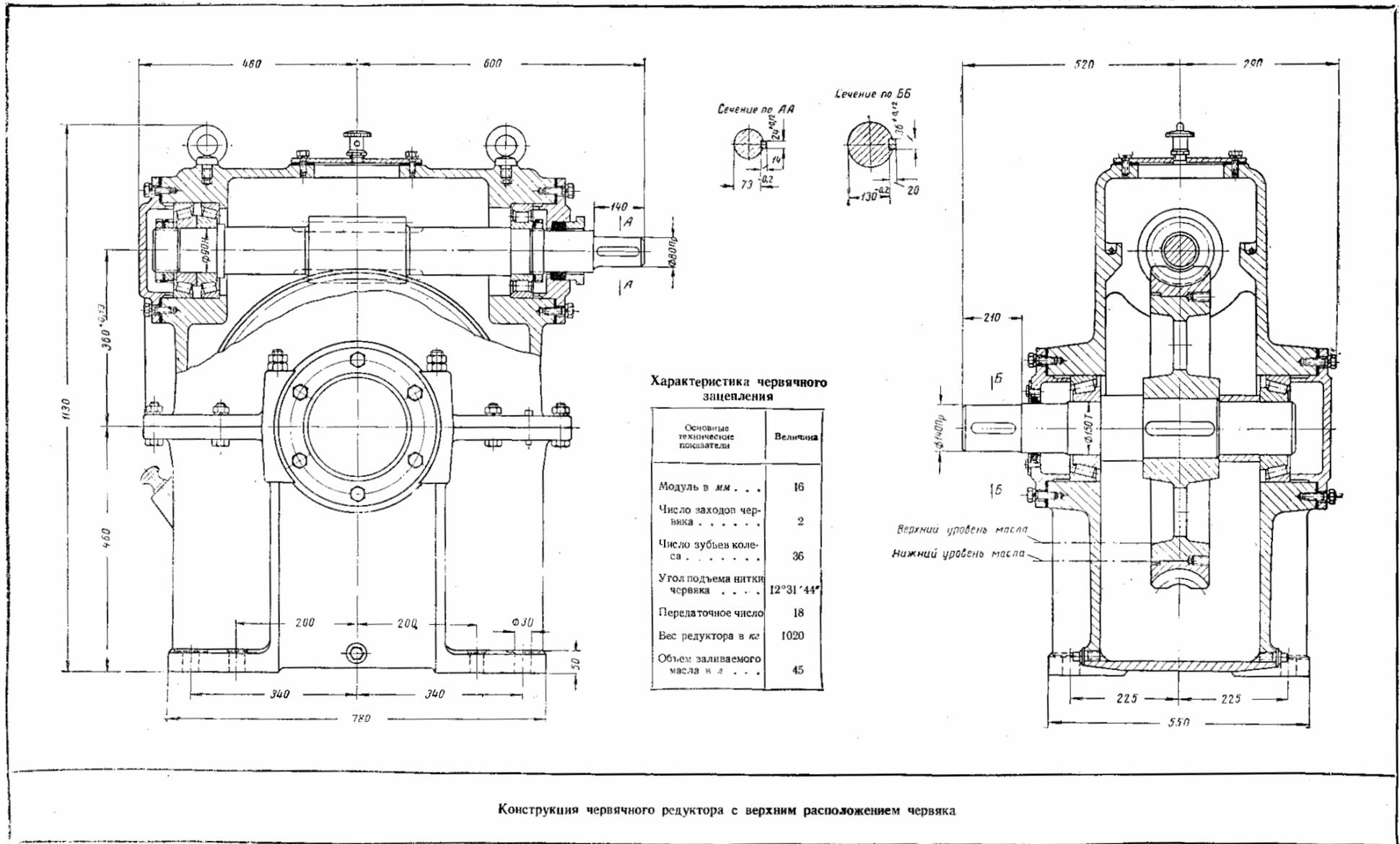
A	B	C	D	D ₁	E	F	G	G ₁	H
150	250	140	35	60	370	560	280	220	445
180	290	155	40	70	430	630	325	245	500
210	310	175	45	80	490	705	365	280	560
240	320	180	50	90	550	785	415	310	575
270	340	195	55	100	610	870	455	355	625
300	370	205	70	120	610	960	500	390	665
360	490	305	80	150	840	1090	580	430	905
420	520	320	90	160	950	1240	660	490	950

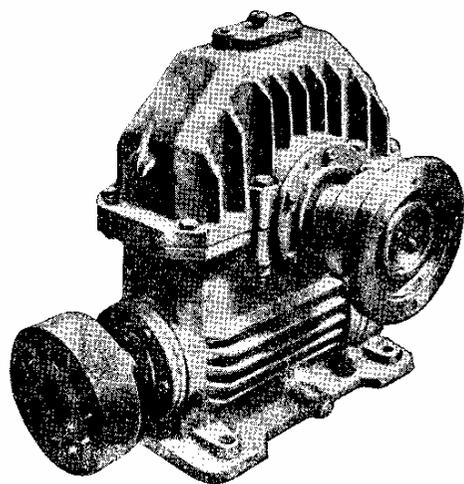
A	H ₁	I	K	L	L ₁	L ₂	N	O	P	P ₁
150	435	290	70	305	340	310	250	235	260	225
180	495	350	70	340	390	350	285	275	290	245
210	535	410	70	400	425	380	330	320	315	265
240	555	450	77	430	450	400	355	350	330	275
270	595	510	77	480	490	450	390	375	345	305
300	635	570	90	540	520	480	435	420	365	315
360	855	730	95	625	660	580	515	490	500	415
420	905	760	105	695	710	620	575	580	525	435

A	Q	Q ₁	S	T	V	Фундаментные болты	Сечение шпонок	
							V	W
150	310	250	45	70	30	M20	10×8	18×11
180	355	275	45	90	30	M20	12×8	20×12
210	395	310	60	100	30	M20	14×9	24×14
240	445	340	60	100	40	M24	16×10	24×14
270	485	385	70	120	40	M24	16×10	28×16
300	535	425	90	140	50	M30	20×12	32×18
360	620	470	90	160	50	M30	24×14	40×22
420	705	555	100	160	60	M36	24×14	40×22

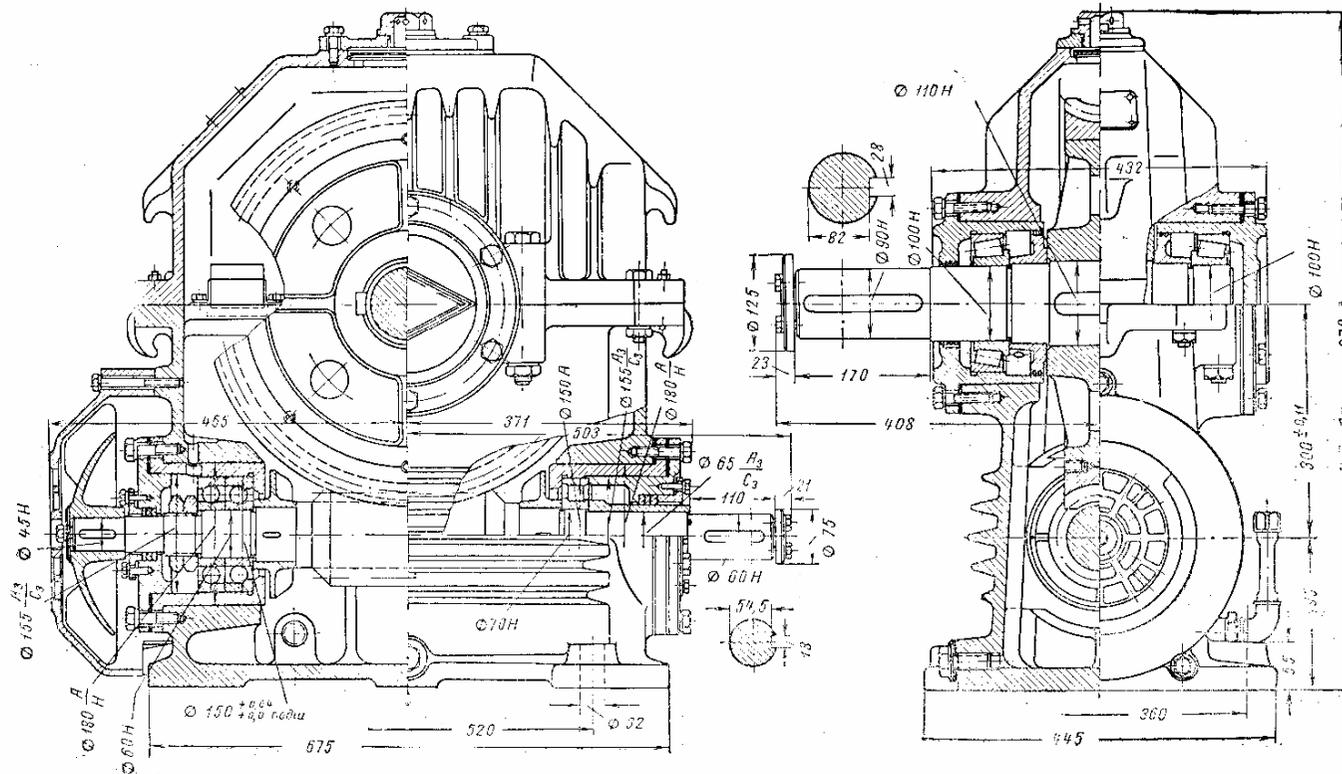








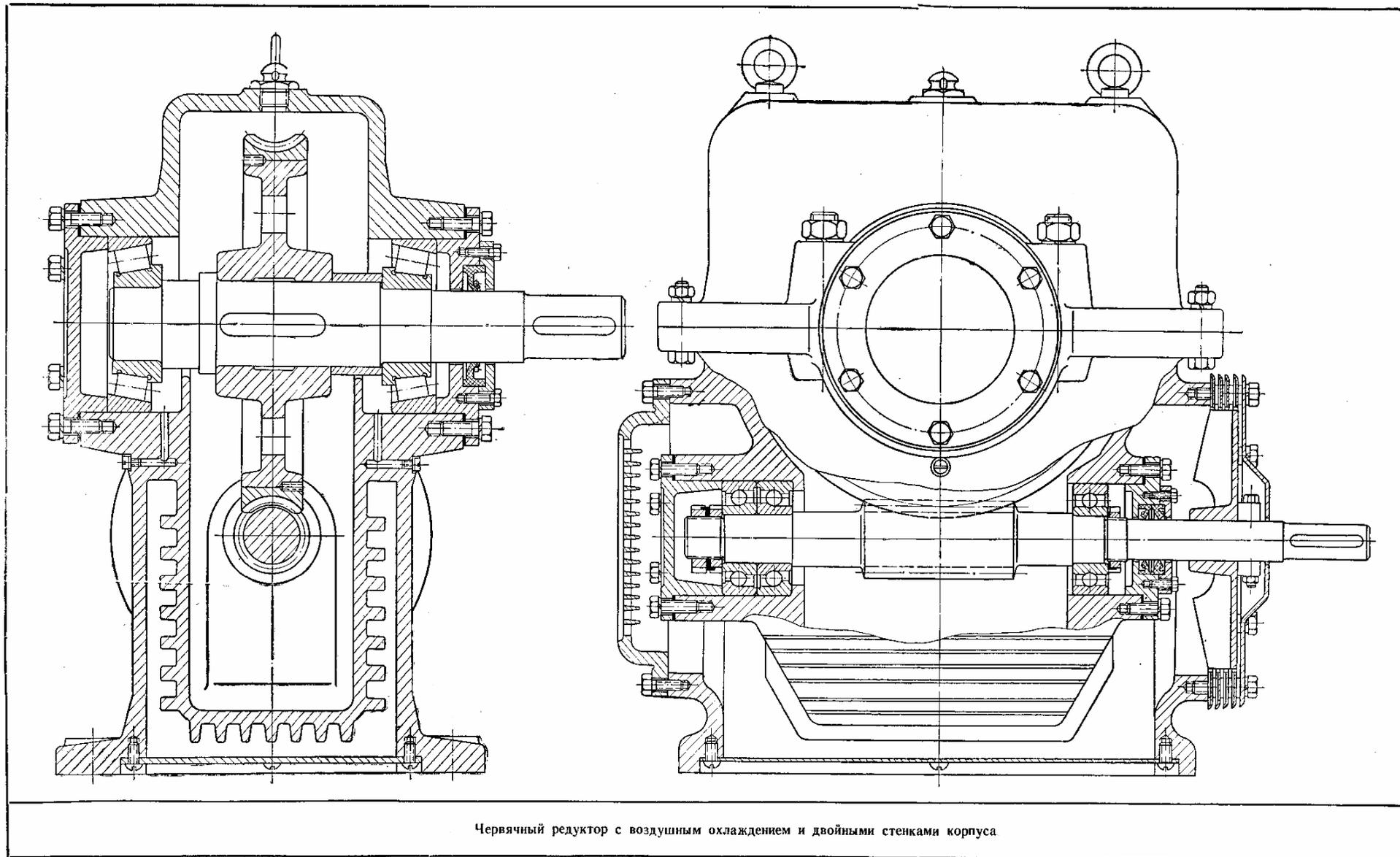
Червячный редуктор с воздушным охлаждением

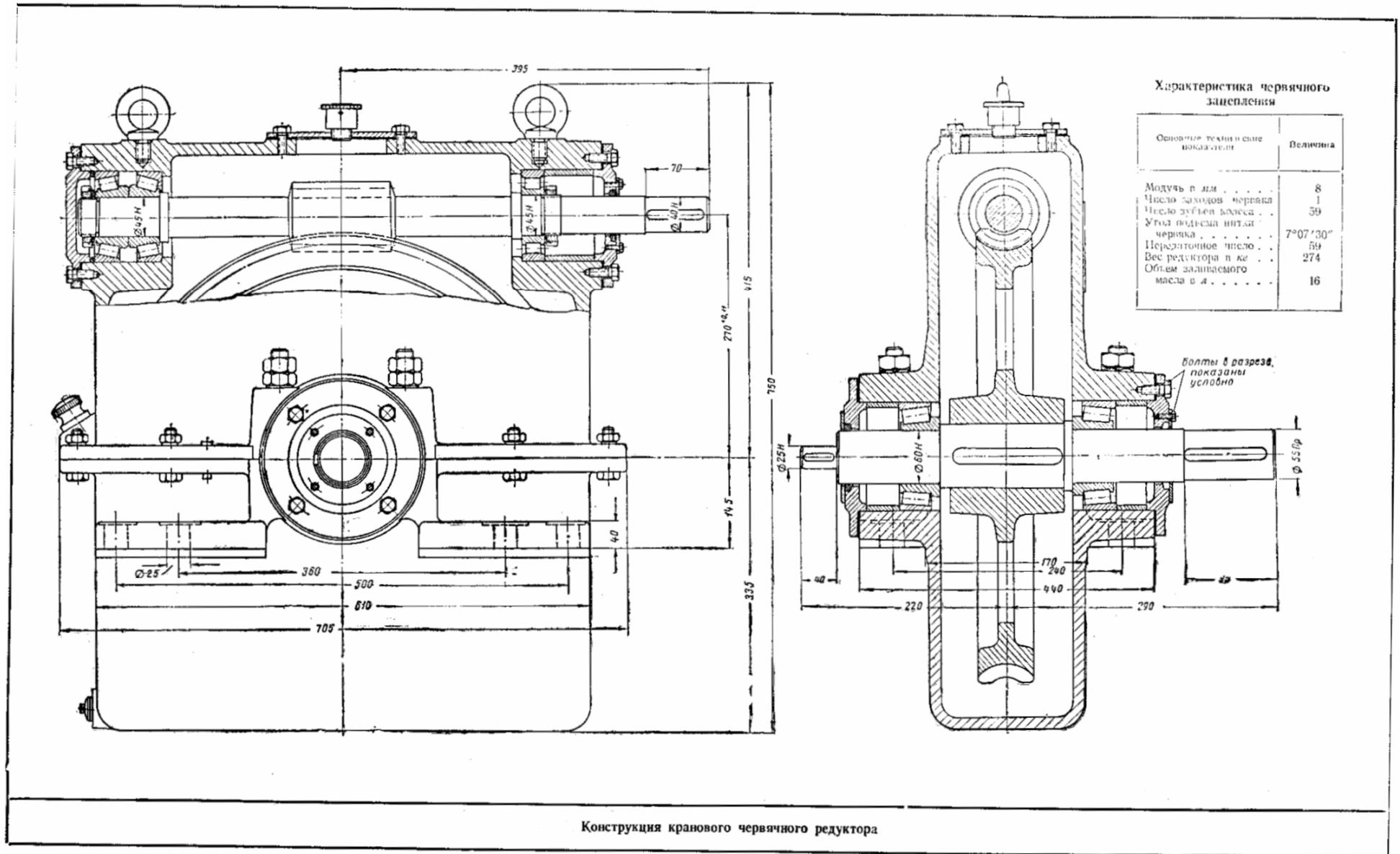


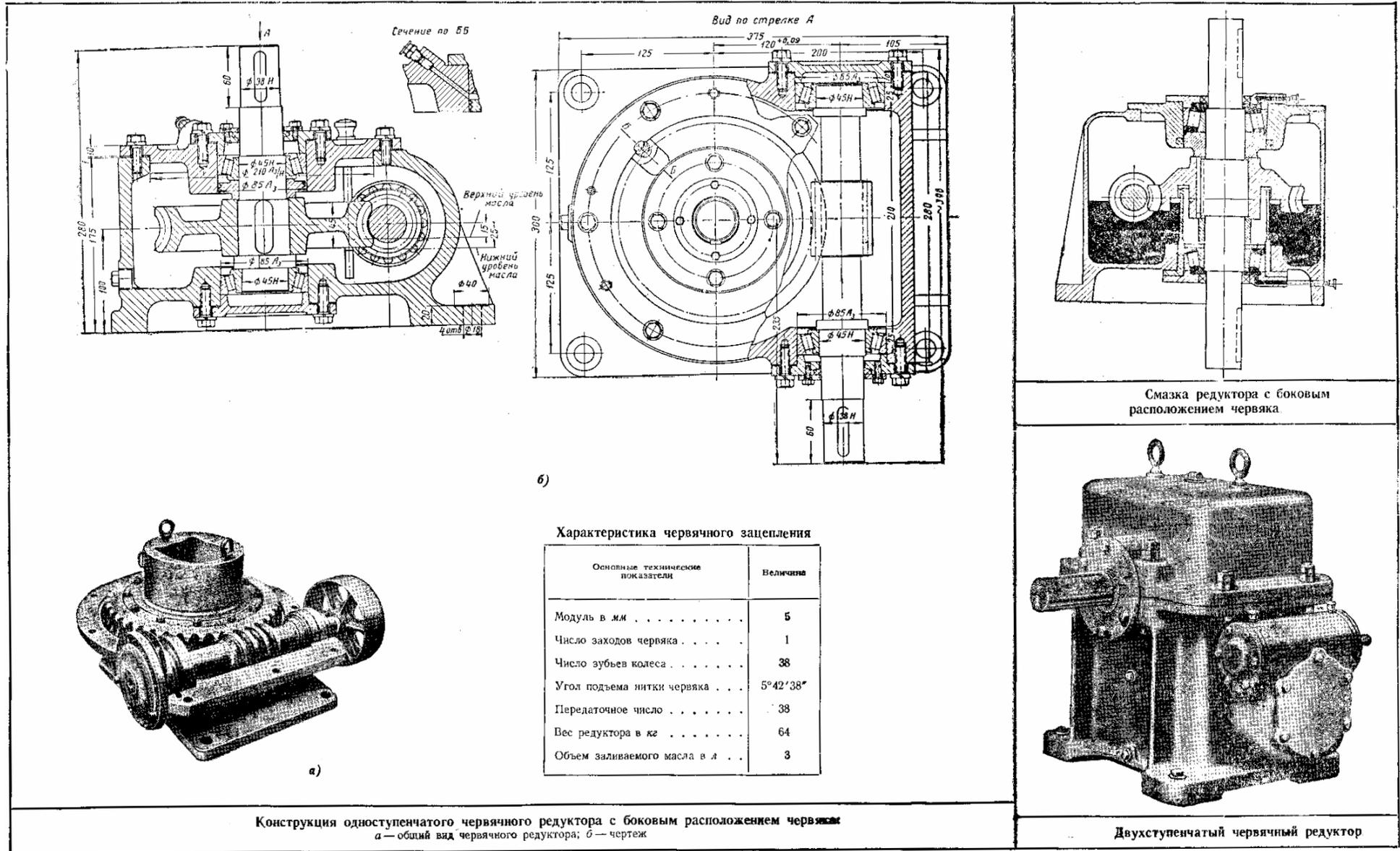
Характеристика червячного зацепления

Основные технические показатели	Величина
Модуль в мм	10
Число заходов червяка	2
Число зубьев колеса	49
Угол подъема витка червяка	$10^{\circ}18'17''$
Передаточное число	24,5
Вес редуктора в кг	574
Объем заливаемого масла в л	18

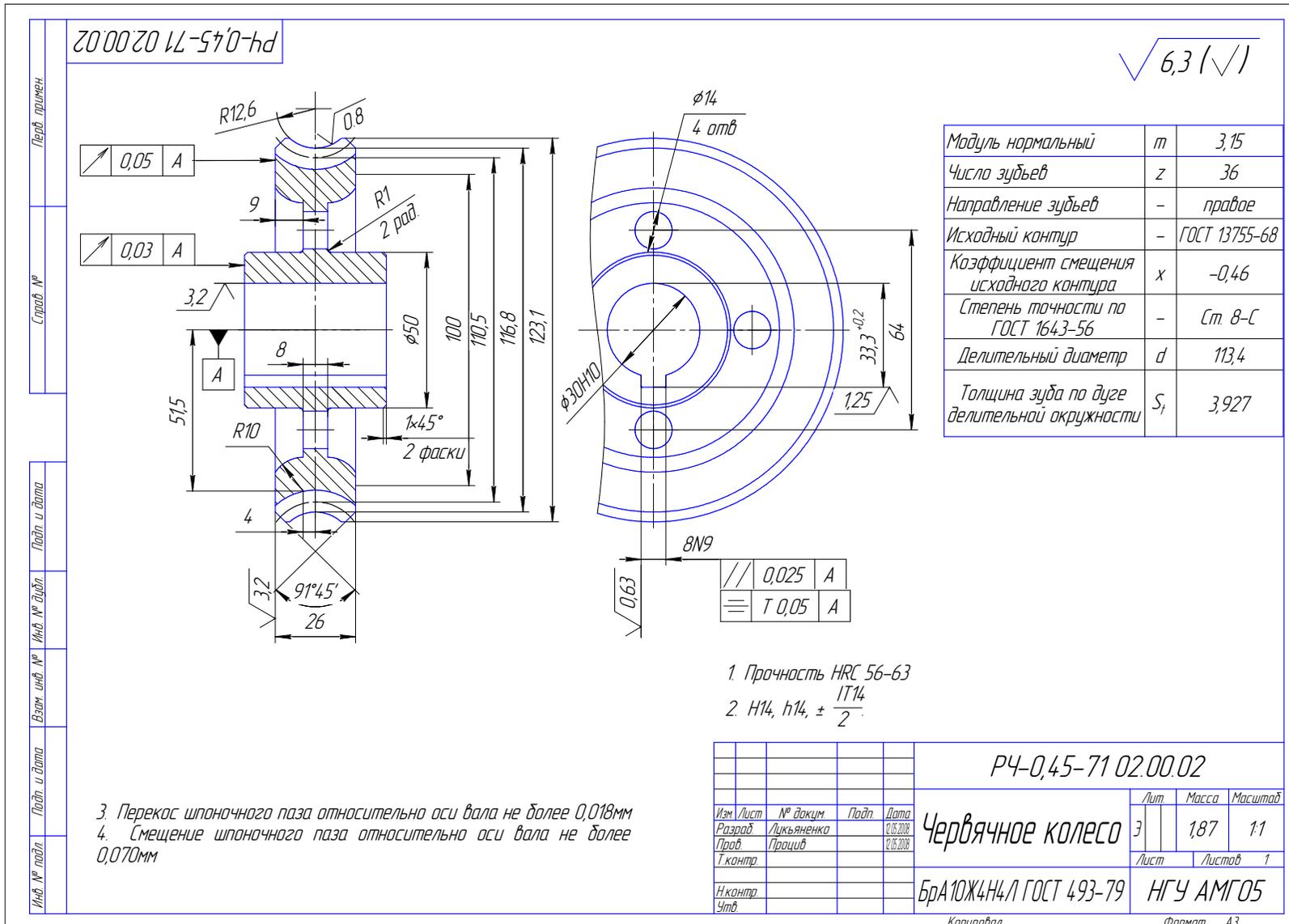
Червячный редуктор с воздушным охлаждением

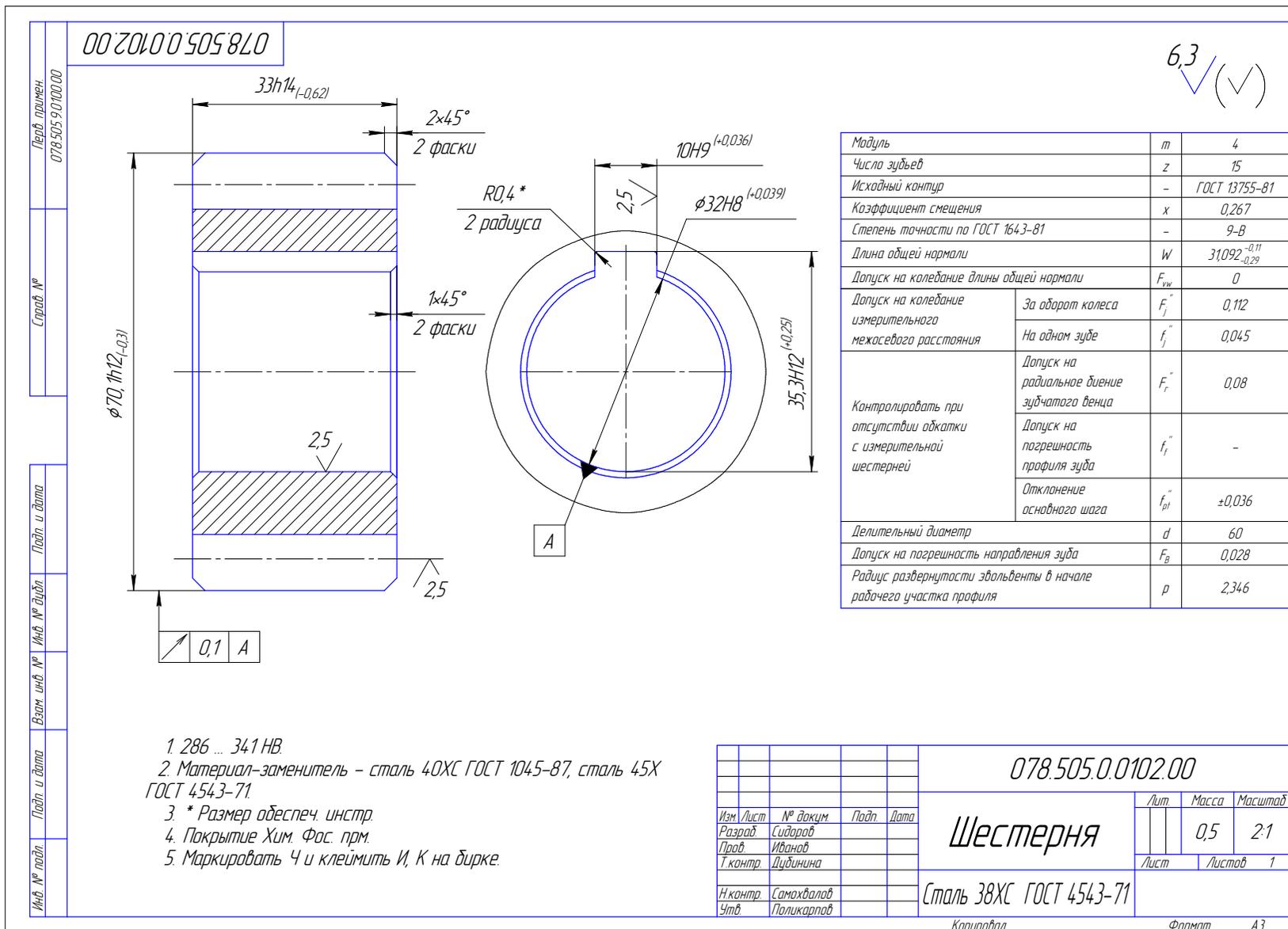


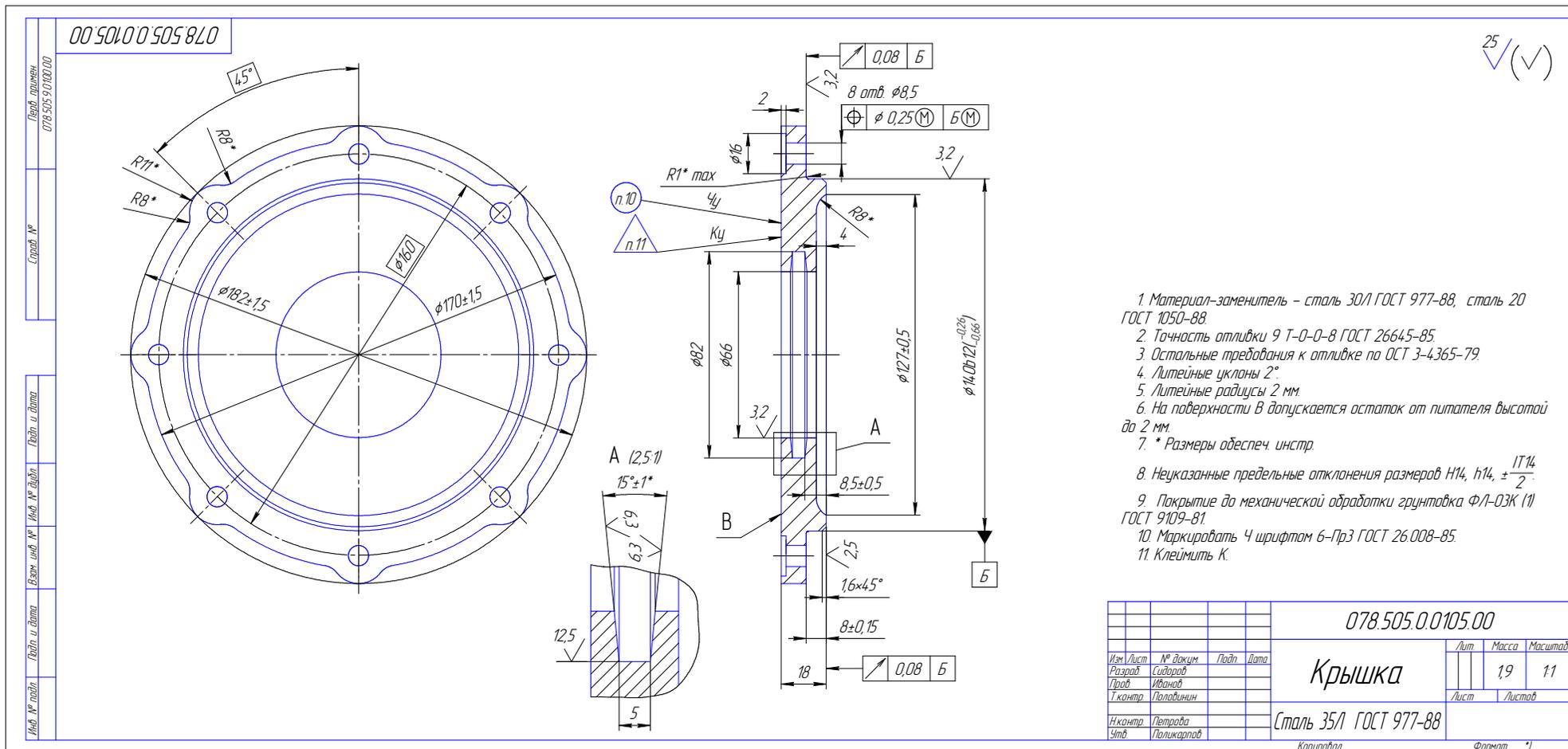


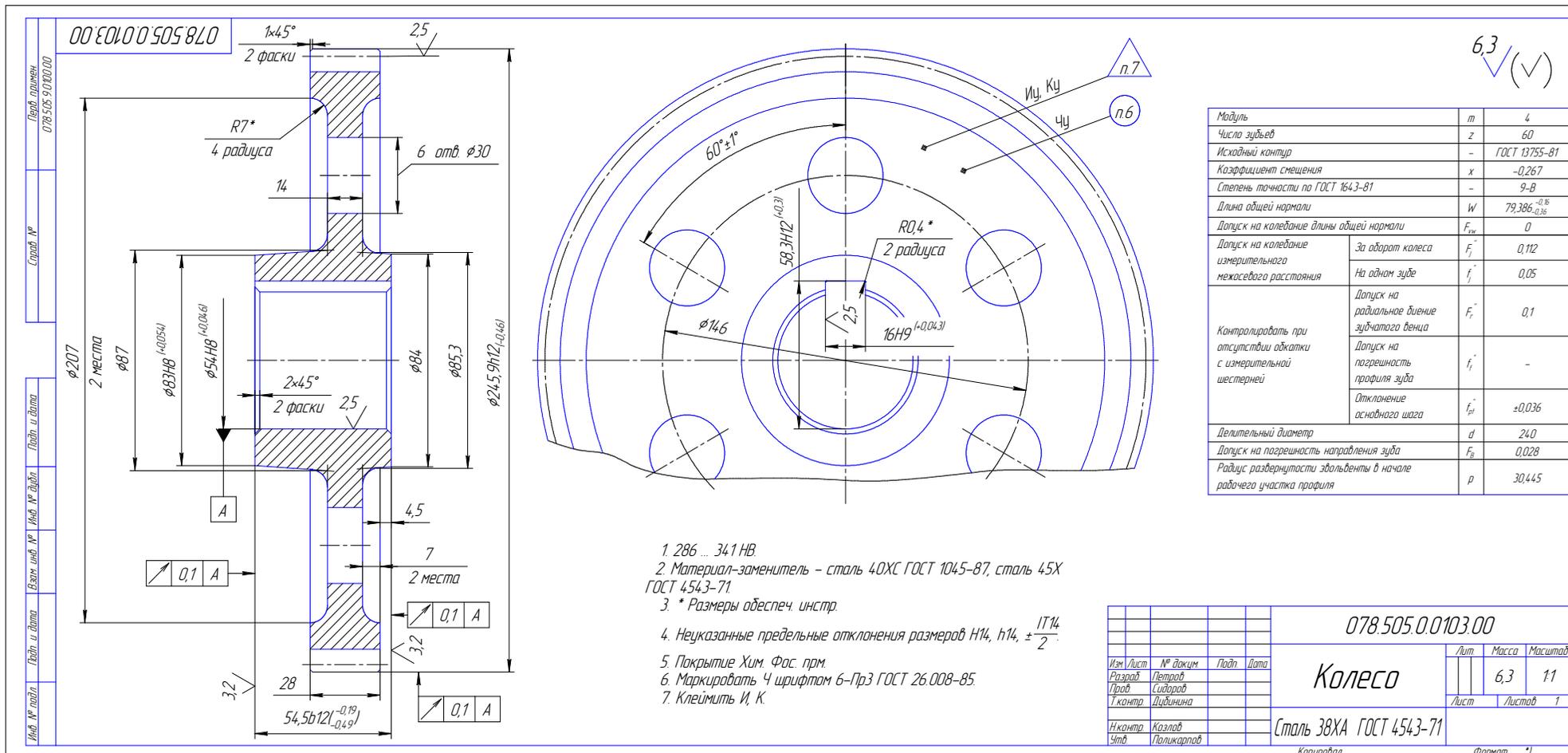


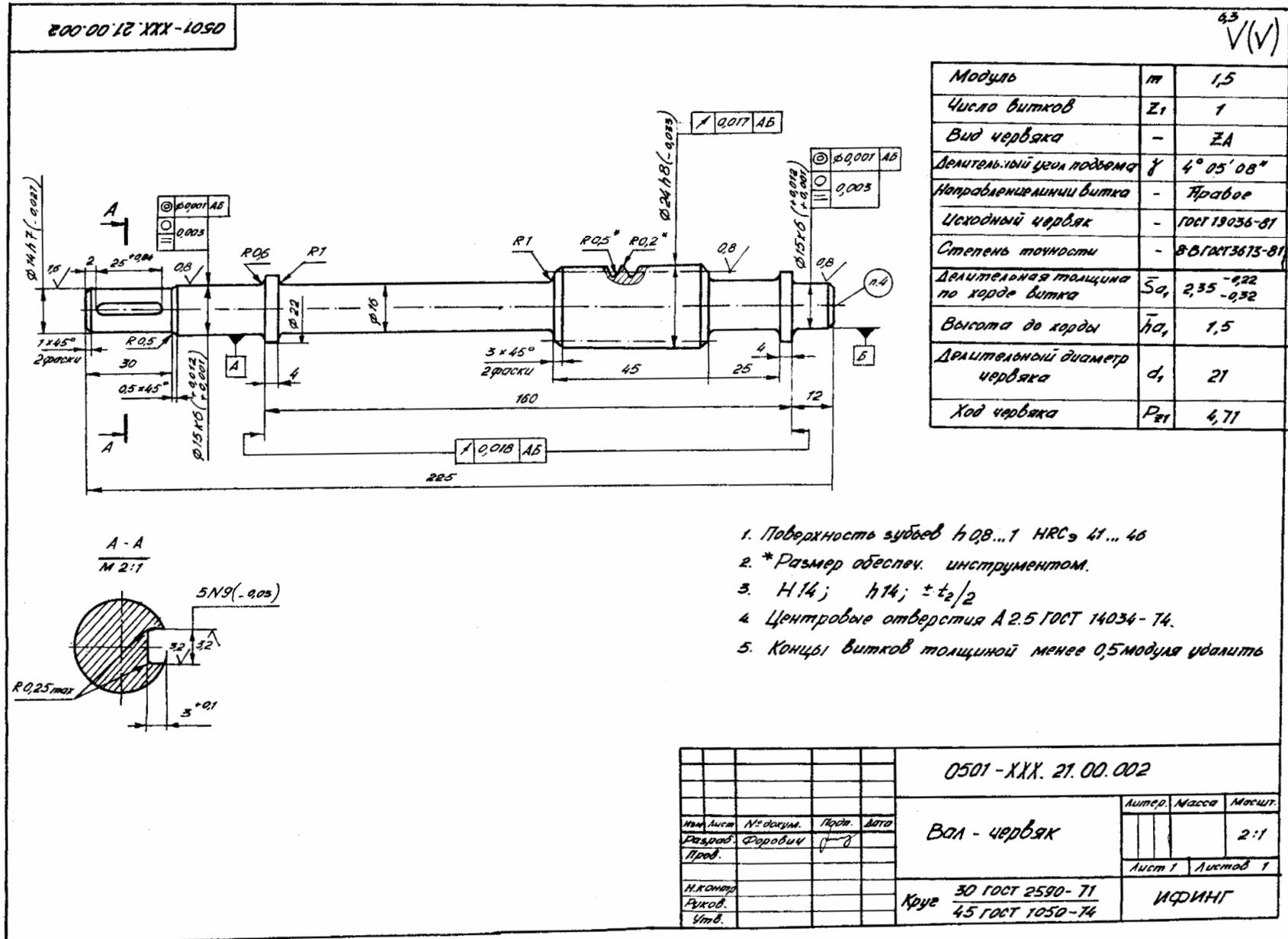
Приложение В. Пример оформления рабочего чертежа

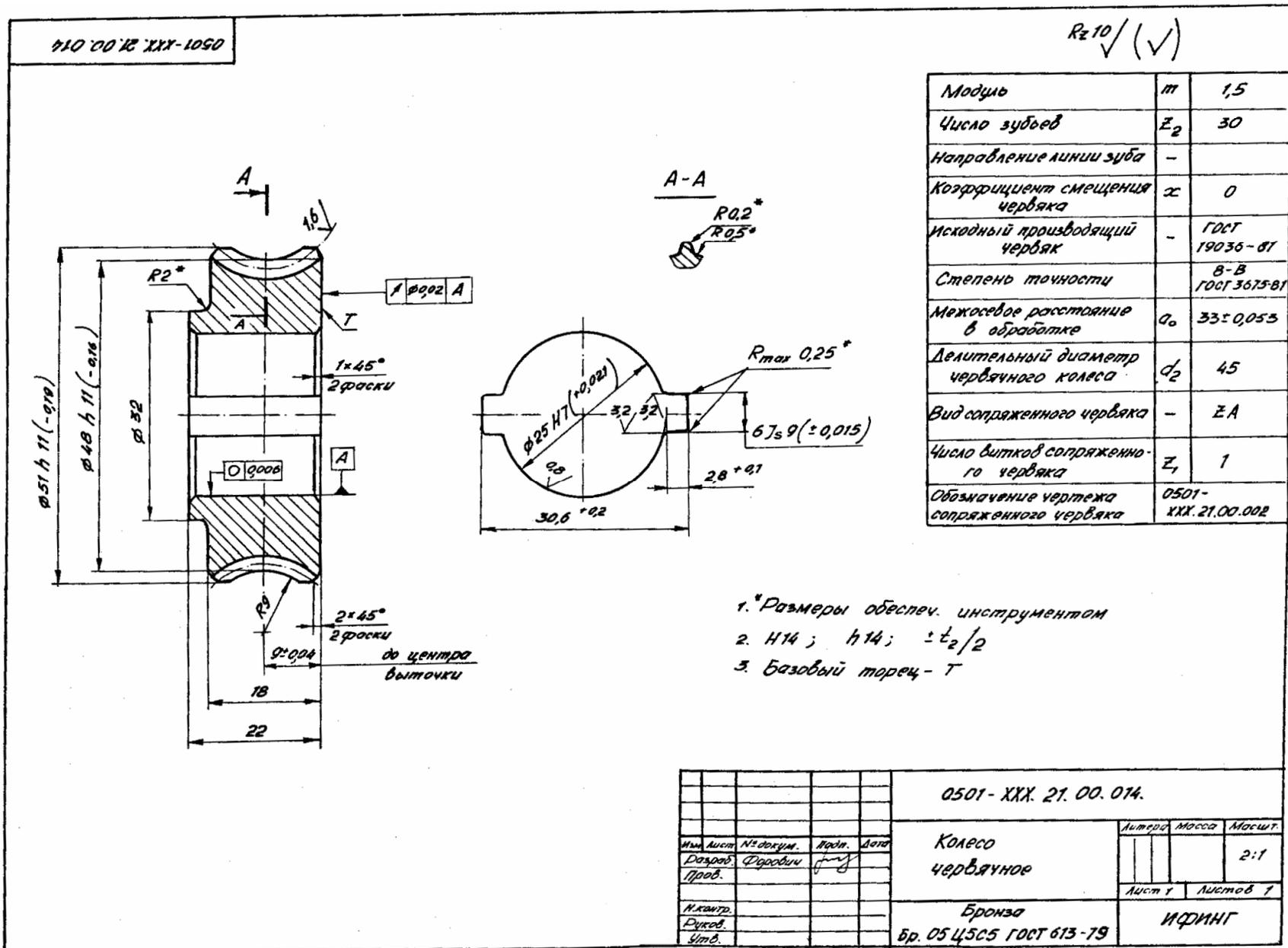


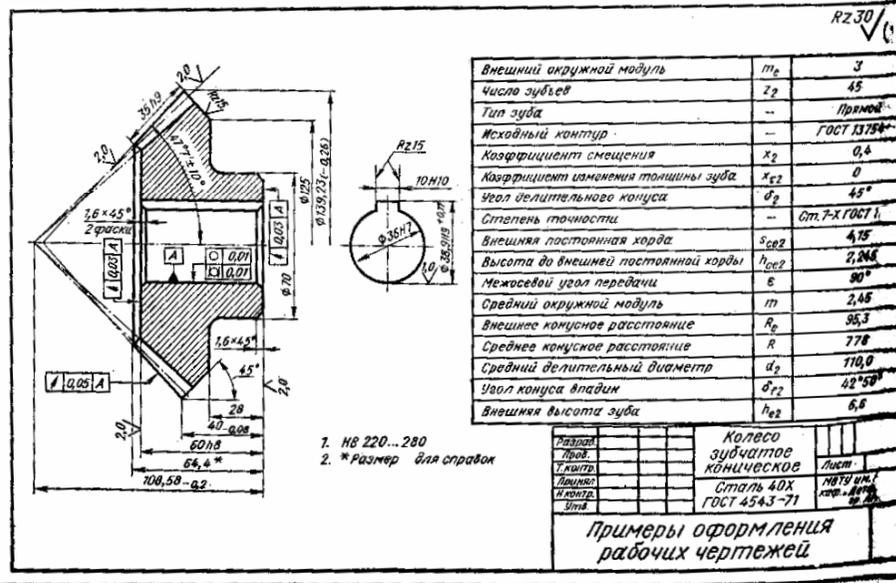
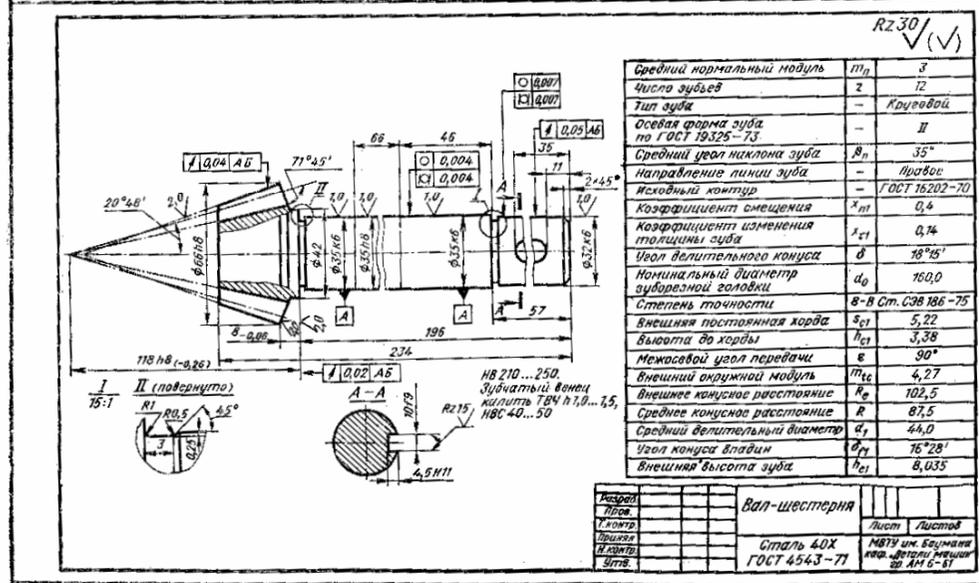
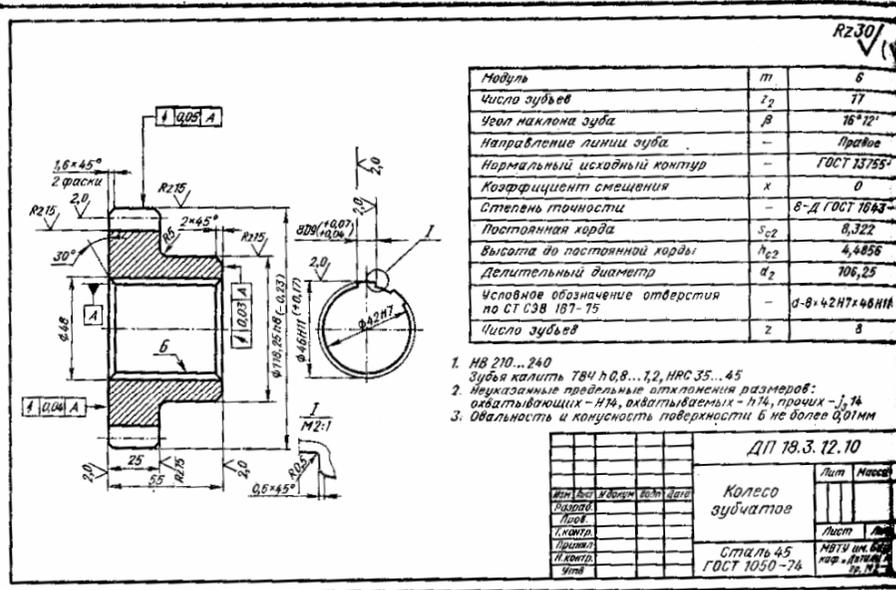
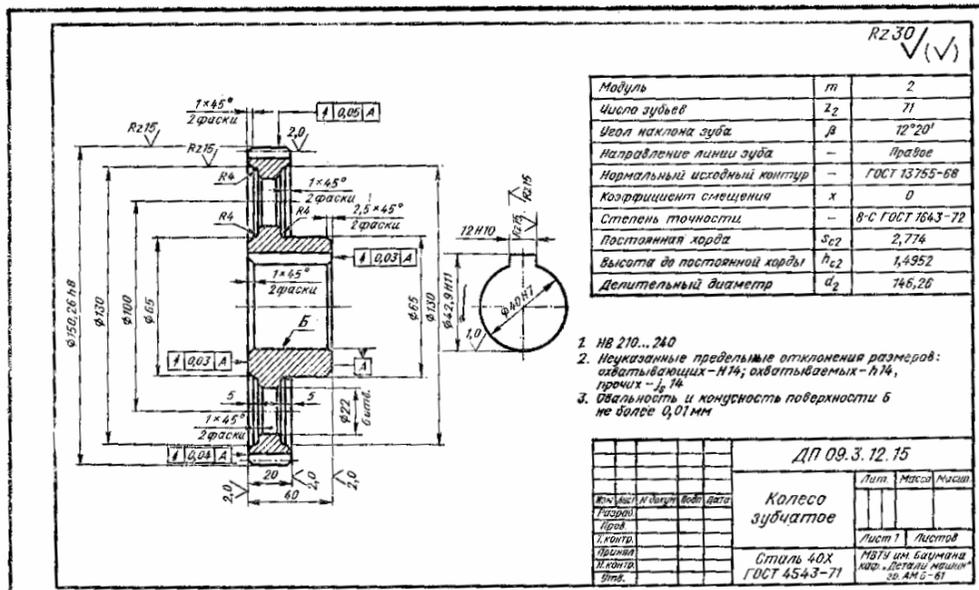


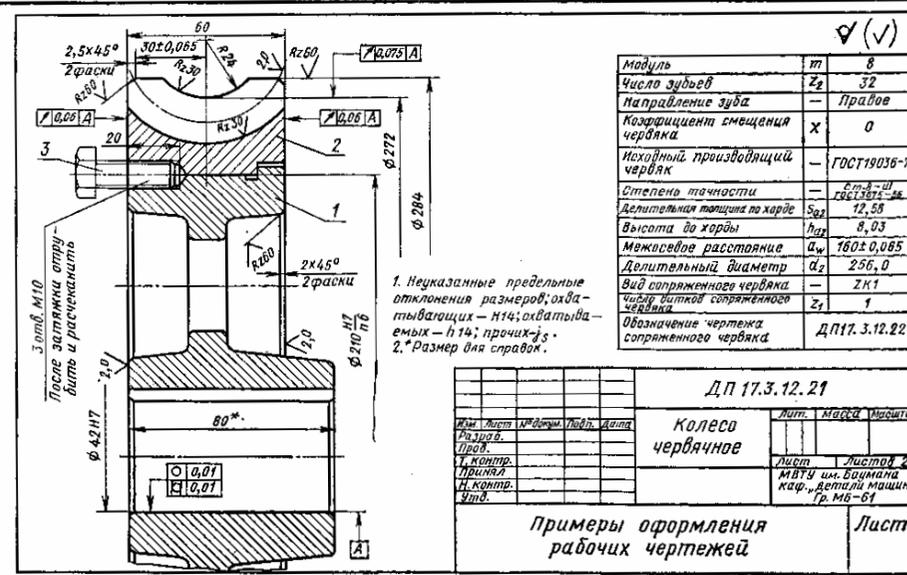
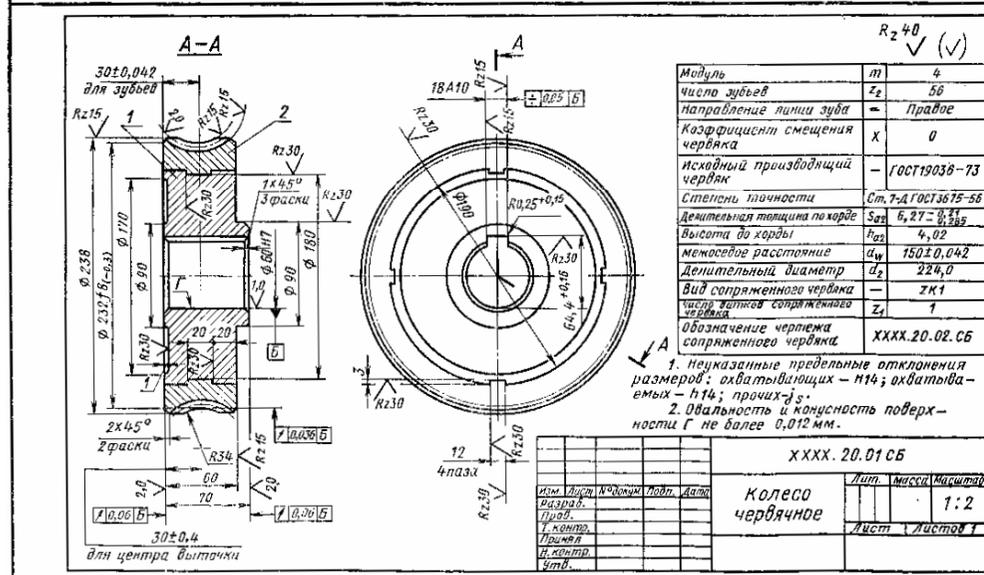
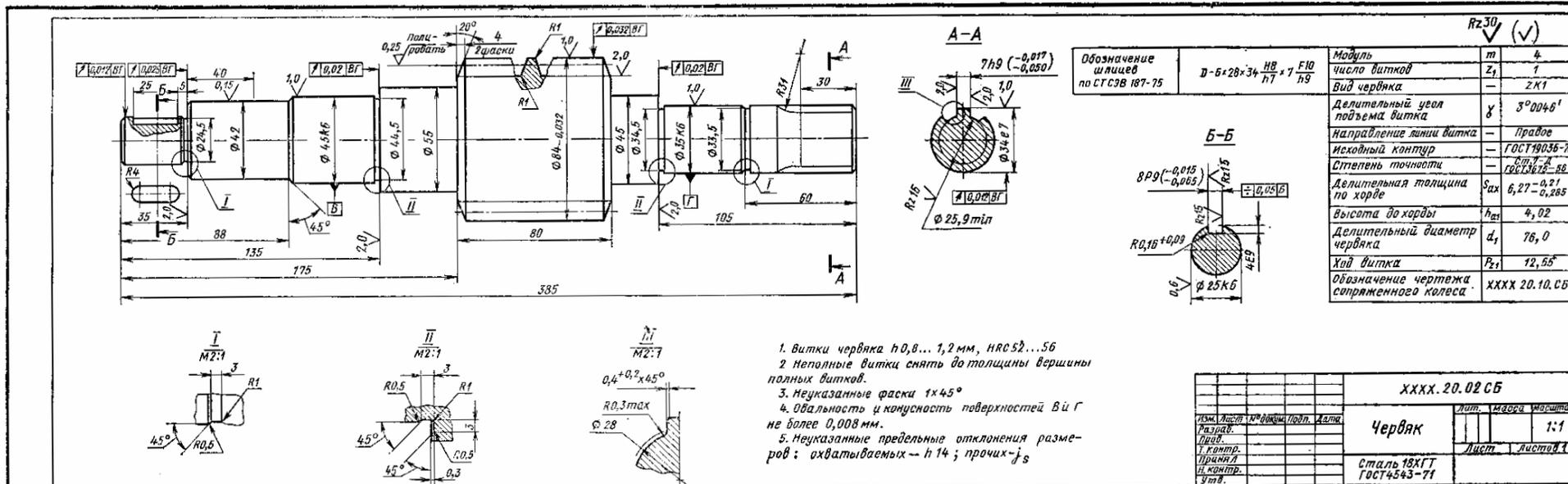


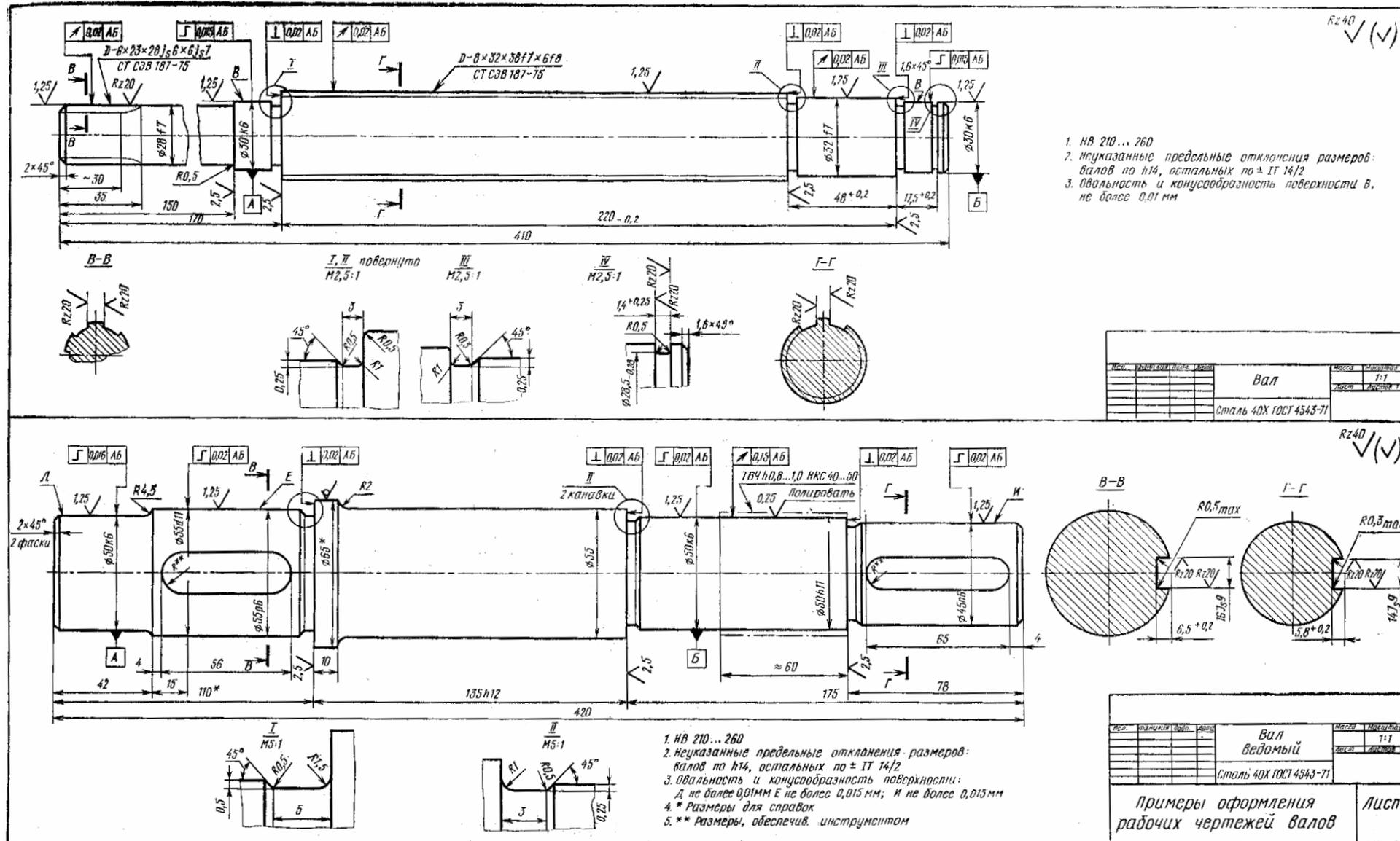


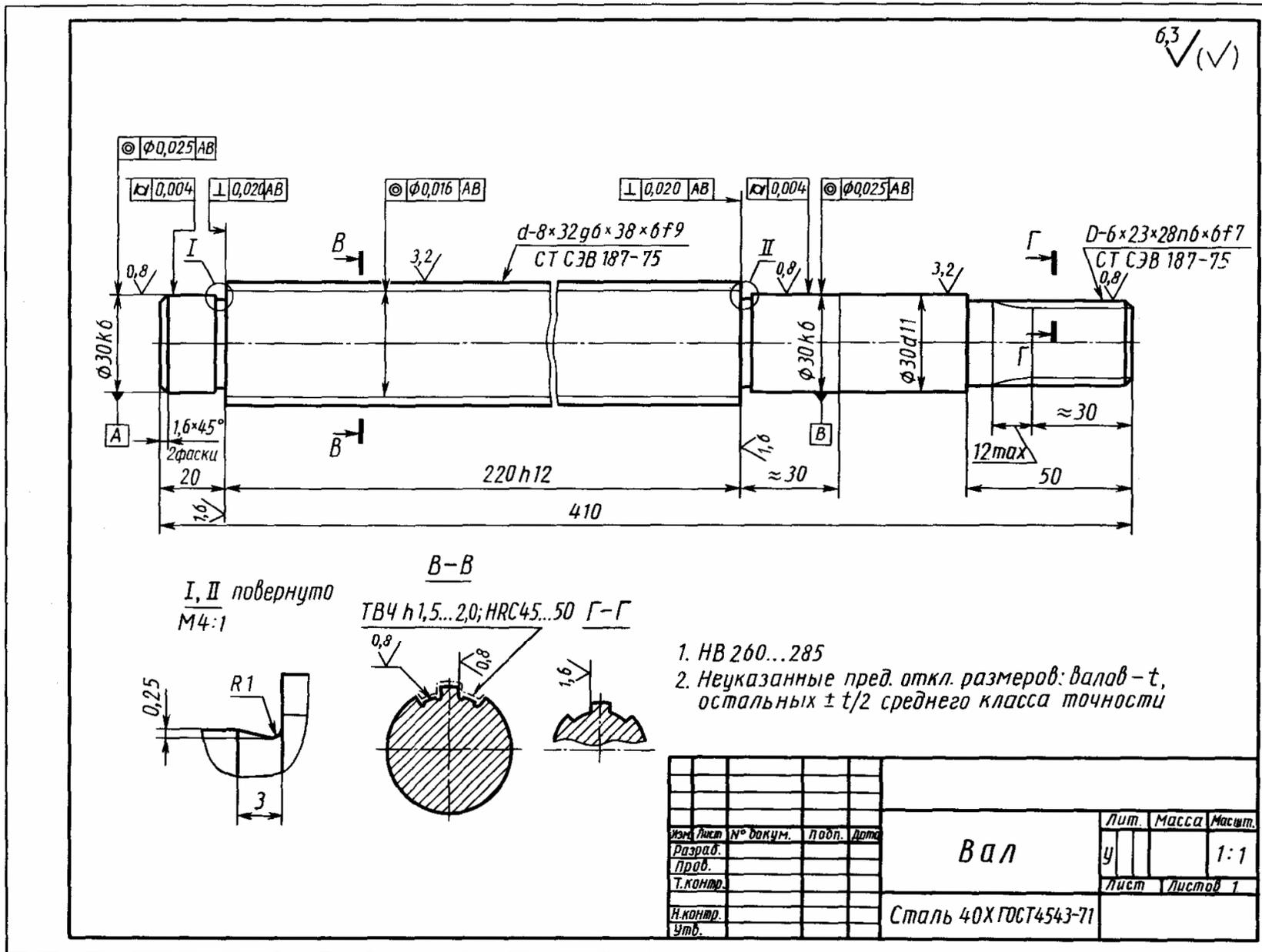


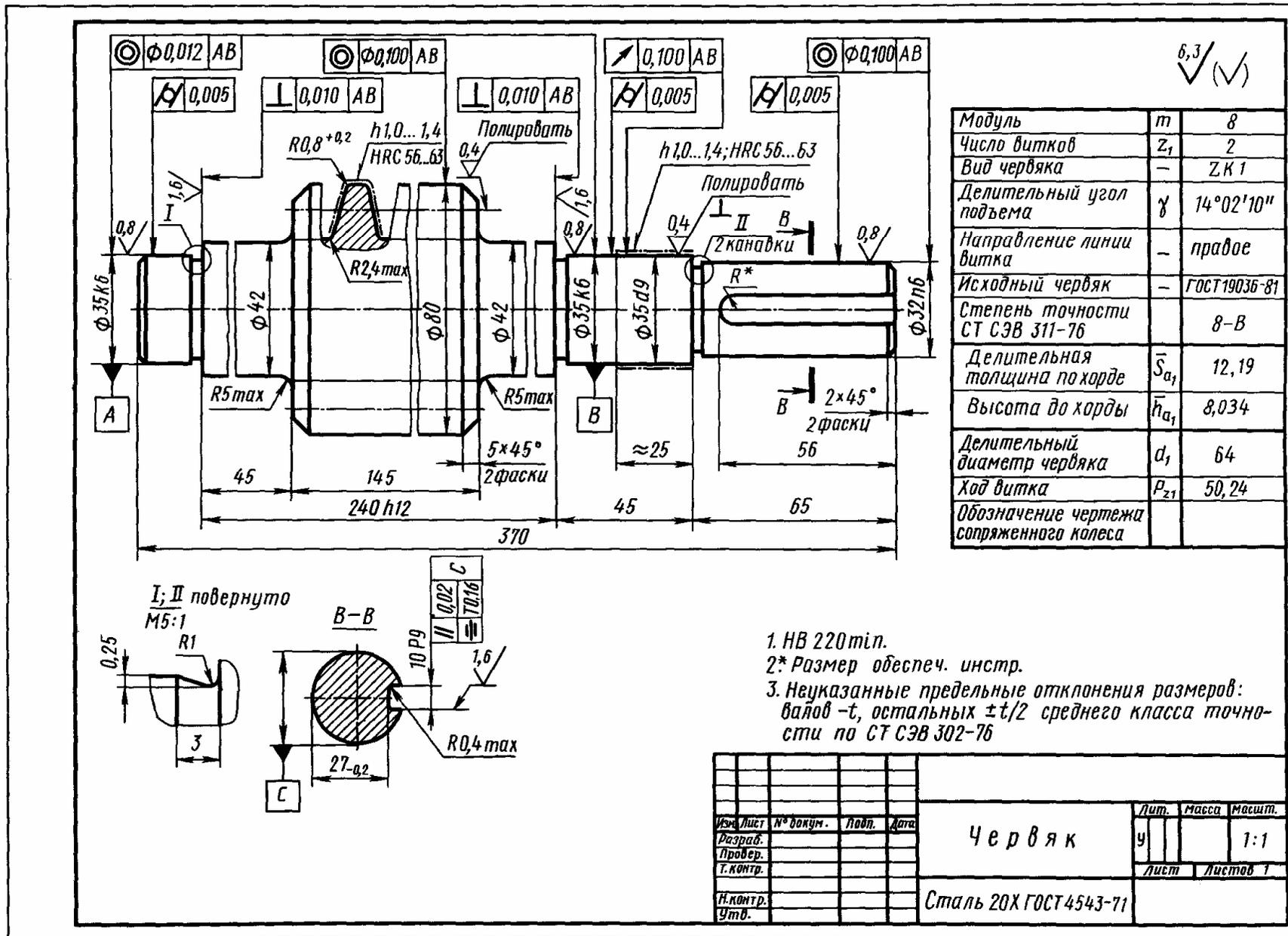


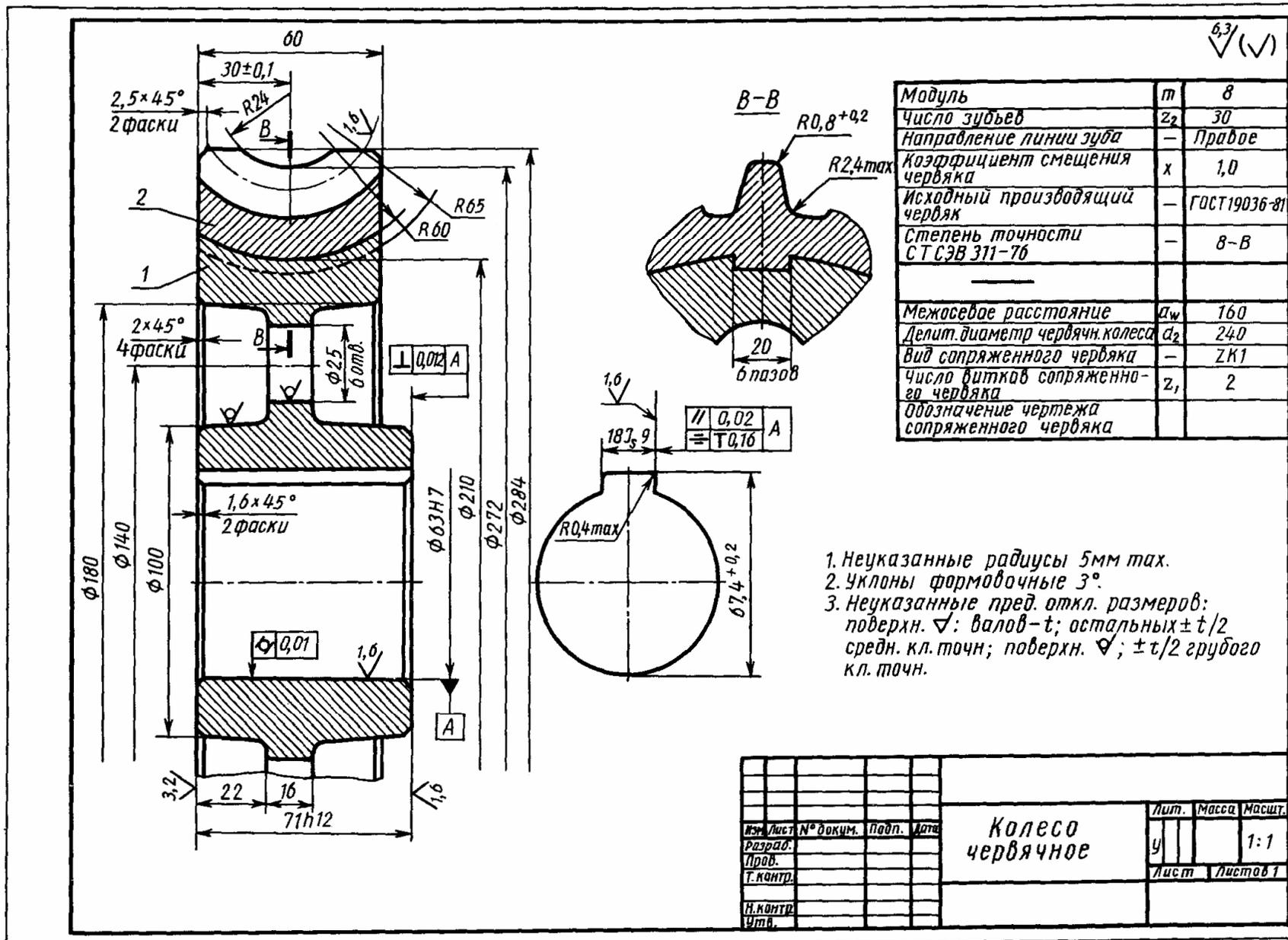


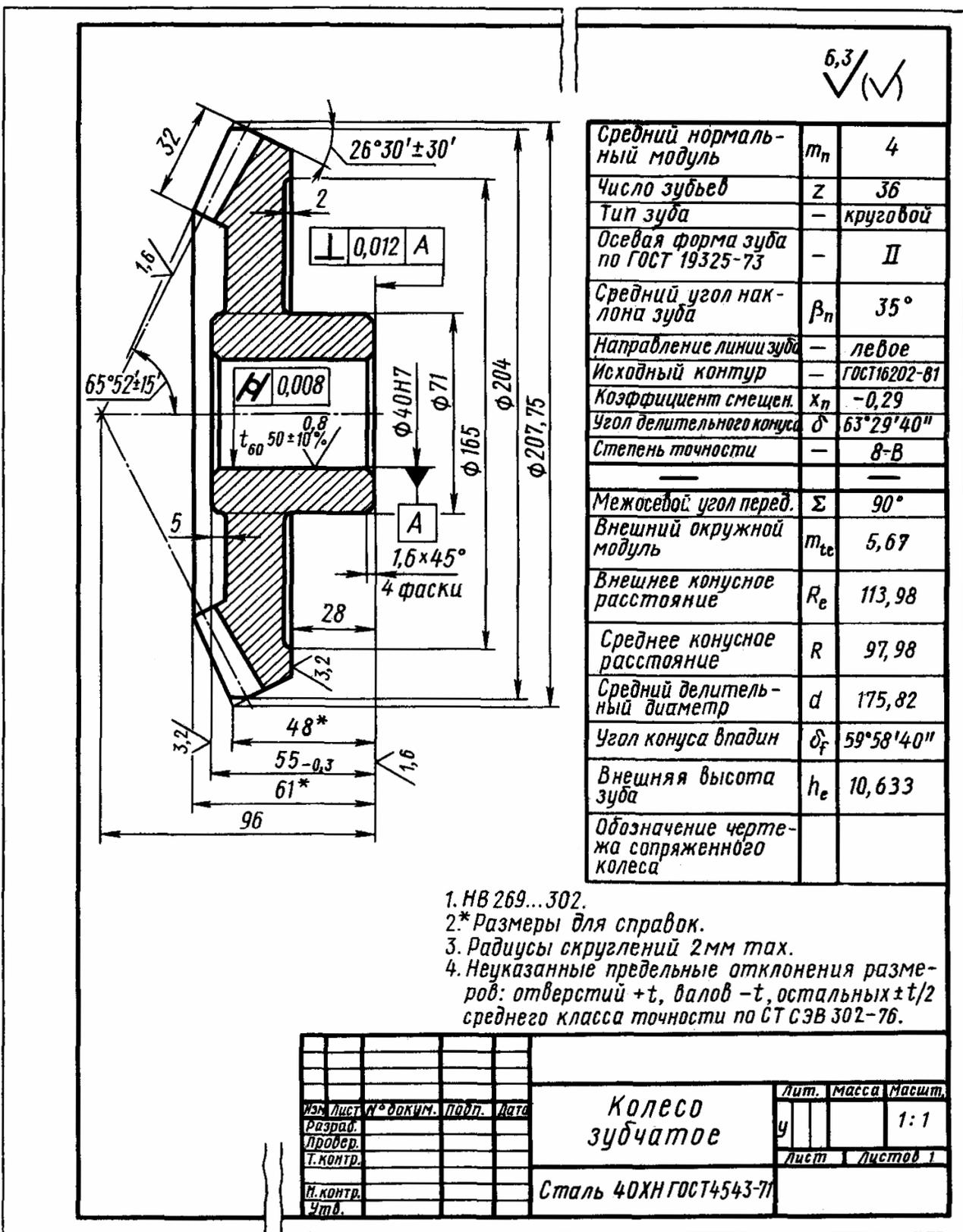


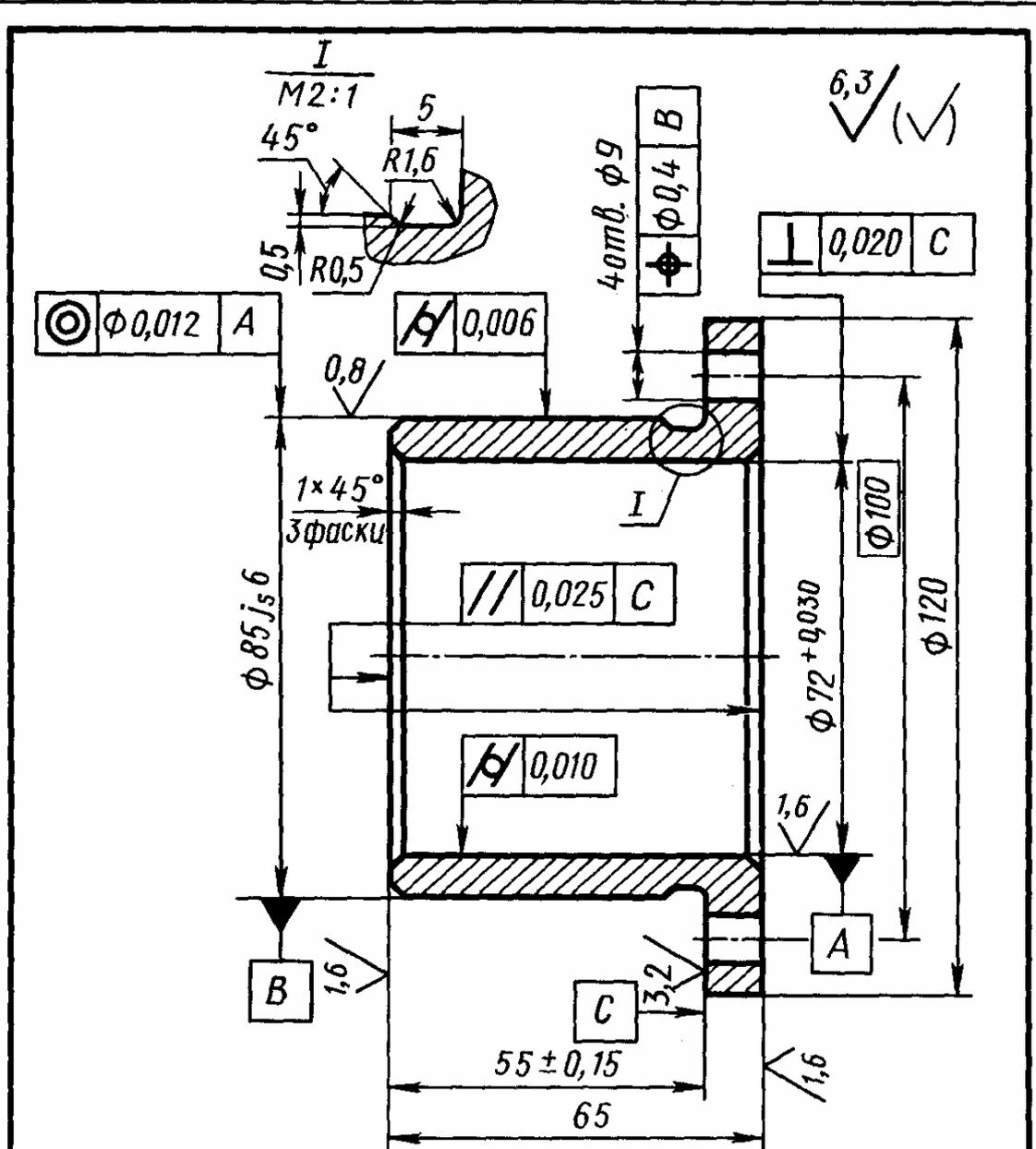






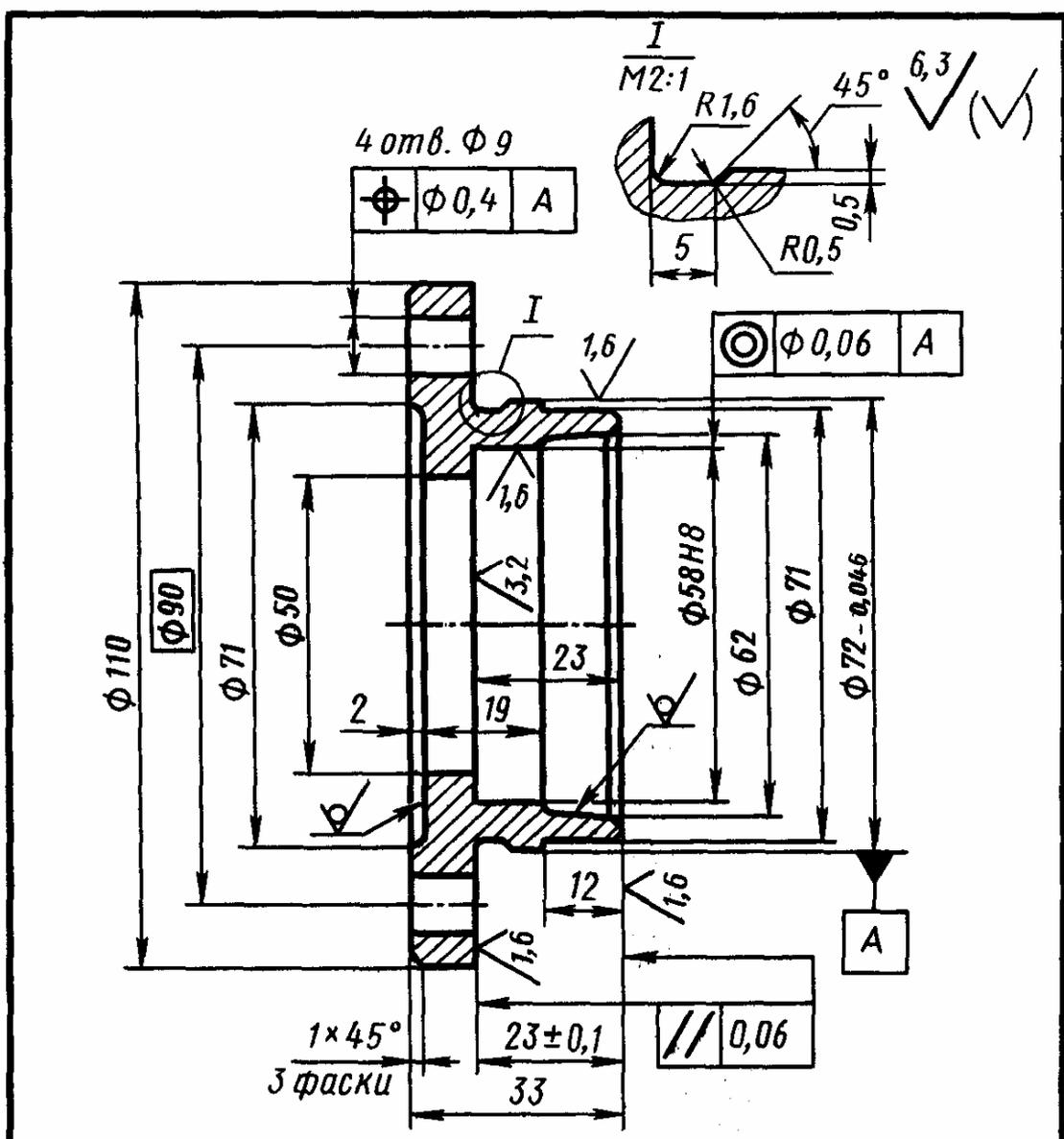






Неуказанные предельные отклонения размеров:
отверстий +t, валов -t, остальных ±t/2
среднего класса точности

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Стакан			Лит.	Масса	Масш.
Разраб.								У		1:1
Проб.								Лист	Листов	1
Т.контр.										
Н.контр.					СЧ 15	ГОСТ14-12-79				
Утв.										



1. Формовочные уклоны $\approx 3^\circ$.
2. Неуказанные радиусы 2мм тах.
3. Неуказанные предельные отклонения размеров поверхностей ∇ : отверстий $+t$, валов $-t$, остальных $\pm t/2$ среднего класса точности; поверхностей $\nabla \pm t/2$ грубого класса точности

				Крышка подшипника	Лит.	Масса	Масшт.
Изн. Лист	№ докум.	Подп.	Дата		У		1:1
Разраб.				Лист		Листов 1	
Проб.							
Т.контр.							
И.контр.				СЧ 15 ГОСТ 1412-79			
Утв.							

Приложение Г. Пример оформления спецификации

Перв. примен.	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
					Документация			
	A1			РЦ-0,5-120 00.00.00 СБ	Сборочный чертеж			
	A4			РЦ-0,5-120 00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка			
Справ. №					Сборочные единицы			
	A3	1		РЦ-05-120 01.00.00	Вал	1		
	A3	2		РЦ-05-120 02.00.00	Вал	1		
	A4	3		РЦ-05-120 03.00.00	Маслоуказатель	1		
					Детали			
Подп. и дата	A1	4		РЦ-05-120 00.00.01	Корпус	1		
	A1	5		РЦ-05-120 00.00.02	Крышка	1		
	A4	6		РЦ-05-120 00.00.03	Крышка глухая	1		
Инв. № докл.	A4	7		РЦ-05-120 00.00.04	Крышка проходная	1		
	A4	8		РЦ-05-120 00.00.05	Крышка глухая	1		
	A4	9		РЦ-05-120 00.00.06	Крышка проходная	1		
Взам. инв. №	A4	10		РЦ-05-120 00.00.07	Стакан	1		
	A4	11		РЦ-05-120 00.00.08	Прокладка	2		
	A4	12		РЦ-05-120 00.00.09	Прокладка	2		
Подп. и дата								
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Лист	Листов
	Разраб.	Дурдинец			19.07.2006	Э	1	2
	Пров.	Процив						
	Н.контр.					НГА АМГ-04-01		
	Утв.							

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Документация</i>							
A1			<i>ДМ08.00.00.00 СБ</i>	<i>Сборочный чертеж</i>			
A4			<i>ДМ08.00.00.00 ПЗ</i>	<i>Пояснительная записка</i>			
<i>Сборочные единицы</i>							
A3	1		<i>ДМ08.01.00.00 СБ</i>	<i>Вал быстроходный</i>	1		
A3	2		<i>ДМ08.02.00.00 СБ</i>	<i>Вал тихоходный</i>	1		
<i>Детали</i>							
A2	3		<i>ДМ08.00.00.03</i>	<i>Корпус</i>	1		
A2	4		<i>ДМ08.00.00.04</i>	<i>Крышка</i>	1		
A4	5		<i>ДМ08.00.00.05</i>	<i>Крышка</i>	1		
A4	6		<i>ДМ08.00.00.06</i>	<i>Крышка</i>	1		
A4	7		<i>ДМ08.00.00.07</i>	<i>Крышка</i>	1		
A4	8		<i>ДМ08.00.00.08</i>	<i>Крышка</i>	1		
A4	9		<i>ДМ08.00.00.09</i>	<i>Маслоуказатель</i>	1		
A4	10		<i>ДМ08.00.00.10</i>	<i>Пробка</i>	1		
A4	11		<i>ДМ08.00.00.11</i>	<i>Смотровое окно</i>	1		
<i>ДМ08.00.00.00</i>							
Инв. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	
	Разраб.	Лукьяненко			19.05.2008		Лист
	Проб.	Процив			19.05.2008	Листов	
	Н.контр.						1
Утв.						2	
				<i>Редуктор РЧ-71</i>		<i>НГА АМГО5</i>	
				<i>Копировал</i>		<i>Формат А4</i>	

Продолжение спецификации

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартные изделия</i>		
		12		Болт М4-6д x 10.109.30ХГСА ГОСТ 7805-70	4	
		13		Болт М6-6д x 35.109.30ХГСА ГОСТ 7811-70	4	
		14		Болт М8 x 1-6д x 80.109.30ХГСА ГОСТ 7811-470	4	
		15		Болт М6-6д X 26.43 ОСТ 92 -720-72	24	
		16		Гайка М6-6Н.04 ГОСТ 5915-70	4	
		17		Гайка М8 x 1-6Н.04 ГОСТ 15521-70	4	
		18		Манжета 1.1-15 x32-1 ГОСТ 8752-79	1	
		19		Манжета 1.1-24 x40-1 ГОСТ 8752-79	1	
		20		Шайба А. 6.31 ГОСТ 11371-78	8	
		21		Шайба А. 8.31 ГОСТ 11371-78	8	
		22		Штифт 4 x 30 ГОСТ 3129-70	2	

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ08.00.00.00	Лист
						2

Копировал _____ Формат А4

Приложение Д. Пример оформления титульного листа

Министерство образования и науки Украины
Национальный горный университет

Кафедра Основ конструирования
механизмов и машин

Пояснительная записка

к курсовому проекту по дисциплине

“Детали машин”

РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ

Выполнил
студент НГУ
группы АМГ-05
Ткаченко Е.А.

Проверил
доц. Процив В.В.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата